

Eduardo Arceno

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR NO FILTRO ACÚSTICO DE SUÇÃO DE UM
COMPRESSOR RECÍPROCO DE VELOCIDADE VARIÁVEL**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa Catarina
para a obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. César José Deschamps

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Arceno, Eduardo

Investigação experimental da transferência de calor no filtro acústico de sucção de um compressor recíproco de velocidade variável / Eduardo Arceno ; orientador, Cesar José Deschamps - Florianópolis, SC, 2014.

121 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Filtro acústico de sucção. 3. Compressor de velocidade variável. 4. Gerenciamento térmico. I. Deschamps, Cesar José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Eduardo Arceno

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR NO FILTRO ACÚSTICO DE SUÇÃO DE UM
COMPRESSOR RECÍPROCO DE VELOCIDADE VARIÁVEL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 15 de agosto de 2014.

Prof. César José Deschamps, Ph.D. - Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. César José Deschamps, Ph.D. - Presidente

Prof. Paulo Smith Schneider, Dr. (UFRGS)

Prof. Saulo Güths, Dr.

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

À Nossa Senhora de Lourdes

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por tudo.

Ao Professor César, pelo exemplo de profissionalismo, e por me orientar nesta jornada.

Aos membros da Banca Examinadora, pela disponibilidade de avaliar este trabalho.

Ao grande amigo e doutorando Thiago Dutra, pelas discussões técnicas e suporte deste trabalho.

Aos amigos Arnaldo Jacob, José Fonseca e Gustavo Haverroth por iniciar comigo esta jornada.

Aos colegas engenheiros Fabian Fagotti, Diogo Lôndero e Evandro Pereira pelo suporte e discussões.

Aos técnicos e amigos da embraco Werner Griesang, Cássio Fernandes, Thiago Holz, Petronio Bianchi e Joabi Neves pelas valiosas contribuições técnicas deste trabalho.

Aos docentes do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos.

Aos meus avós paternos Donatilo Pedro Arceno e Antonia Pereira Arceno (*in memoriam*) e aos meus avós maternos Mario Marcon (*in memoriam*) e Izaura Brognoli Marcon, pelos ensinamentos e grandes momentos de alegria proporcionados ao longo da vida.

À minha família José Tadeu, Rosalette, Rafael e Patrícia pelo valioso amor e apoio em todas as etapas da minha vida.

Finalmente, à Elizabeth de Lima, pelo amor e paciência, me apoiando e incentivando sempre.

“Nunca desista, pague pra ver.
Se você desistir, já saberá a resposta.”

Autor desconhecido.

RESUMO

A eficiência de compressores recíprocos de refrigeração doméstica é afetada diretamente pelo aquecimento do gás no filtro acústico de sucção. A presente dissertação consiste na investigação experimental da transferência de calor no filtro de sucção de um compressor recíproco de velocidade variável. O trabalho analisa os efeitos da velocidade de operação (1200, 2000 e 4000rpm) e da razão de pressão, dada por dois pares de temperaturas de evaporação e de condensação, $(-15,0^{\circ}\text{C}/40,0^{\circ}\text{C})$ e $(-25,0^{\circ}\text{C}/40,0^{\circ}\text{C})$, sobre a transferência de calor. Com a utilização de termopares e sensores de fluxo de calor obtêm-se medições de temperatura e de fluxo de calor nas diferentes condições de operação. Observou-se que a transferência de calor no filtro de sucção é fortemente afetada pela pressão de evaporação e pela velocidade do compressor. Com base nesses resultados, correlações de transferência de calor são propostas e comparadas com correlações disponíveis na literatura. Para o escoamento externo, a correlação de esfera apresentou resultados em boa concordância com os dados experimentais. No escoamento interno, a correlação de Dittus-Boelter e de Gnielinski forneceu resultados em concordância satisfatória para os tubos, mas o mesmo não acontecendo no interior dos volumes do filtro de sucção.

Palavras-chave: Filtro acústico de sucção. Compressor de velocidade variável. Gerenciamento térmico.

ABSTRACT

The efficiency of reciprocating compressors adopted for household refrigeration is directly affected by the refrigerant superheating along the suction muffler. This dissertation reports an experimental investigation of heat transfer in the suction muffler of a variable-speed compressor. The study analyzes the effects of compressor speed (1200, 2000 and 4000rpm) and pressure ratio, given by the evaporating/condensing temperatures of (15.0°C/40.0°C) and (-25.0°C/40.0°C), on the heat transfer. Thermocouples and heat flux sensors allowed measurements of temperature and heat flux for different operating conditions. The results showed that heat transfer in the suction muffler is strongly affected by the evaporating pressure and compressor speed. Based on the measurements, heat transfer correlations are proposed and compared with correlations available in the literature. Correlations developed for spheres provided results in good agreement with experimental data for the external surface. On the other hand, the correlation of Dittus-Boelter and Gnielinski provided satisfactory agreement with measurements for the flow through tubes, but the same not happening inside the volumes of the suction filter.

Keywords: Suction muffler. Variable-speed compressor. Thermal management.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	27
Figura 1.2 – Diagrama pressão-entalpia para o ciclo de refrigeração.....	28
Figura 1.3 – Diagrama temperatura-entropia do ciclo de Carnot.	29
Figura 1.4 – Classificação de compressores de deslocamento positivo, adaptado de Gomes (2006).	31
Figura 1.5 – Faixas de capacidade de refrigeração para as principais tecnologias de compressão. Reproduzido de Baungartner (2008).	31
Figura 1.6 – Vista tridimensional de um compressor alternativo biela- manivela de velocidade variável. (a) Vista isométrica. (b) vista lateral.	33
Figura 1.7 – (a)Esquema do compressor recíproco.(b) Diagrama pressão- volume de um ciclo real.....	34
Figura 1.8 – Efeito do superaquecimento na sucção. Adaptado de Kremer (2006).	37
Figura 1.9 – Distribuição das perdas termodinâmicas de um compressor de 263 W de capacidade, segundo Ribas <i>et al.</i> (2008).	37
Figura 2.1 – Filtro de sucção analisada por Dutra (2008). (a) Região frontal, (b) região posterior.	40
Figura 2.2 – Transiente de temperatura e pressão obtidos por Morriesen (2009).	41
Figura 2.3 – Vista esquemática do compressor com os volumes de controle utilizados no balanço térmico, extraído de Todescat <i>et al.</i> (1992).	43
Figura 2.4 – (a) Modelo por volumes finitos, (b) modelo por TNW do cabecote do compressor, extraído de Almbauer <i>et al.</i> (2006).....	45
Figura 2.5 – (a) Modelo do compressor, (b) malha computacional utilizada em Birari <i>et al.</i> (2006).	46
Figura 2.6 – Câmara de sucção analisada por Nakano e Kinjo (2008).	46
Figura 2.7 – Comparação entre resultado numérico e experimental da temperatura na câmara de sucção obtida por Mossiesen <i>et al.</i> (2011).	47
Figura 3.1 – Fotografia da bancada de ciclo quente.	49
Figura 3.2 – Diagrama pressão-entalpia ilustrando o ciclo padrão de refrigeração e o ciclo quente de bancada.	50
Figura 3.3 – Esquema do circuito da bancada de ciclo quente.	51

Figura 3.4 – (a) Foto da resistência (Tes) e da termoresistência (Ts) para a entrada do compressor, (b) foto da resistência (Tei) e da termoresistência (Ti) na entrada do medidor de vazão mássica..	53
Figura 3.5 – (a) Foto do transdutor de pressão da linha de sucção (Tps) e descarga (Tpd), (b) foto das válvulas de expansão da linha de sucção (Ves) e da linha de descarga (Ved).	54
Figura 3.6 – Foto do medidor de vazão mássica: (a) sensor, (b) unidade eletrônica.....	54
Figura 3.7 –BOX da bancada de ciclo quente e da termoresistência (Tb). .	56
Figura 3.8 – Ilustração do esquema de um sensor de fluxo de calor, adaptado de Dutra (2008).....	57
Figura 3.9 – SFC a gradiente transversal de temperatura, extraído de Silva (2012).....	58
Figura 3.10 – Esquema de um SFC a gradiente tangencial de temperatura, extraído de Dutra (2008).....	58
Figura 3.11 – Sensor de fluxo de calor da OMEGA utilizado neste trabalho.	59
Figura 3.12 – Instrumentação de termopares na carcaça: Ci1 – ambiente frontal direito; Ci2 – ambiente frontal meio; Ci3 – ambiente frontal esquerdo; Ci4 – passador de sucção; Ci5 – ambiente direito; Ci6 – ambiente esquerdo.	60
Figura 3.13 – Instrumentação da parede do estator.....	60
Figura 3.14 – Esquema da instrumentação para obter as temperaturas do ambiente externo ao filtro de sucção.	61
Figura 3.15 – Filtro acústico de sucção. (a) Componente posterior. (b) componente frontal.	62
Figura 3.16 – Tubos e volumes do filtro acústico de sucção.	62
Figura 3.17 – Instrumentação de termopares do grupo A de filtros. (a) Parede externa frontal: fs1 - posição direita; fs2 - posição intermediária; fs3 - posição esquerda. (b) parede externa posterior: fs4 - posição direita; fs5 - posição esquerda.	63
Figura 3.18 – Esquema da instrumentação interna do filtro de sucção.....	63
Figura 3.19 – Instrumentação de SFC e termopares do grupo B de filtros. (a) Parede externa frontal: fs1 - posição direita; TF - transdutor frontal; fs3 - posição esquerda. (b) parede externa posterior: fs4 - posição direita; TT – transdutor posterior.....	64
Figura 3.20 – Detalhe da instrumentação de termopares	66
Figura 3.21 – Arquivo final de salvamento das informações e desvios padrão das condições da bancada.	68
Figura 4.1 – Vazão de massa em função da velocidade do compressor.....	72

Figura 4.2 – Desempenho do compressor em função da velocidade de operação.....	73
Figura 4.3 – Eficiência volumétrica em função da velocidade de operação.	74
Figura 4.4 – Eficiência volumétrica em função da razão de pressão.....	74
Figura 4.5 – Eficiência volumétrica em função da pressão de evaporação para as três condições de operação.	75
Figura 4.6 – Vazão de massa em função da razão de pressão.	76
Figura 4.7 – Temperaturas do fluido no filtro de sucção; 1200 rpm.	77
Figura 4.8 – Temperaturas do fluido no filtro de sucção; 2000 rpm.	77
Figura 4.9 – Temperaturas do fluido no filtro de sucção; 4000 rpm.	78
Figura 4.10 – Variação de entalpia específica do filtro de sucção em função da condição de operação.....	79
Figura 4.11 – Efeito da variação de entalpia específica no filtro acústico de sucção na condição -25,0°C/40,0°C em 4000 rpm.	80
Figura 4.12 – Transferência de calor no filtro de sucção.....	80
Figura 4.13 – Temperaturas na parede externa do filtro de sucção em 1200 rpm.....	82
Figura 4.14 – Temperaturas na parede externa do filtro de sucção em 2000 rpm.....	82
Figura 4.15 – Temperaturas na parede externa do filtro de sucção em 4000 rpm.....	82
Figura 4.16 – Diferenças de temperaturas para o filtro de sucção em 1200 rpm.....	84
Figura 4.17 – Diferenças de temperaturas para o filtro de sucção em 2000 rpm.....	84
Figura 4.18 – Diferenças de temperaturas para o filtro de sucção em 4000 rpm.....	84
Figura 4.19 – Fluxo de calor na superfície frontal do filtro.....	85
Figura 4.20 – Fluxo de calor na superfície posterior do filtro.	85
Figura 4.21 – Coeficientes médios de transferência convectiva de calor na superfície frontal do filtro de sucção.	87
Figura 4.22 – Coeficientes médios de transferência convectiva de calor na superfície posterior do filtro de sucção.....	88
Figura 4.23 – Coeficiente médio de transferência convectiva de calor para o filtro de sucção.	88
Figura 4.24 – Analogia elétrica para o fluxo de calor na parede do filtro de sucção.	89
Figura 4.25 – Coeficiente de transferência de calor para o tubo 1 em função da razão de pressão.....	90

Figura 4.26 – Coeficiente de transferência de calor para o tubo 2 em função da razão de pressão.	90
Figura 4.27 – Coeficiente de transferência de calor para o volume 1 em função da razão de pressão.	91
Figura 4.28 – Coeficiente de transferência de calor para o volume 2 em função da razão de pressão.	92
Figura 4.29 – Número de Prandtl em função da razão de pressão.	93
Figura 4.30 – Esquema ilustrativo do escoamento induzido pelo eixo excêntrico no interior da carcaça do compressor.	94
Figura 4.31 – Números de Nusselt e de Reynolds parametrizados.	95
Figura 4.32 – Número de Reynolds parametrizado em função da razão de pressão.	95
Figura 4.33 – Densidade do fluido em função da razão de pressão	96
Figura 4.34 – Comparação entre números de Nusselt parametrizado obtidos de dados experimentais e da correlação de Whitaker e da correlação aqui proposta.	97
Figura 4.35 – Número de Prandtl em função da razão de pressão para os tubos 1 e 2.	99
Figura 4.36 – Número de Prandtl em função da razão de pressão para os volumes 1 e 2.	99
Figura 4.37 – Número de Nusselt parametrizado para os tubos 1 e 2.	101
Figura 4.38 – Número de Nusselt parametrizado para os tubos 1 e 2, obtido de dados experimentais, da correlação proposta neste trabalho e de correlações da literatura.	101
Figura 4.39 – Número de Nusselt parametrizado para os volumes 1 e 2.	103
Figura 4.40 – Números de Nusselt parametrizado para os volumes 1 e 2 do filtro de sucção, obtidos de dados experimentais e de correlações.	104
Figura B.1 – Esquema da dimensão característica do cilindro não circular em escoamento transversal. (a) quadrado, (b) hexágono.	119
Figura B.2 – Número de Nusselt e de Reynolds parametrizados dos dados experimentais, da correlação de quadrado e da correlação de hexágono no filtro de sucção.	120

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Tolerâncias aplicadas nos testes de bancada.....	67
Tabela 3.2 – Sequência de medições.	69
Tabela 3.3 – Condições de testes.	70
Tabela 4.1 – Resultados de desempenho do compressor.	71
Tabela 4.2 – Condições de testes (R-600a).....	74
Tabela 4.3 – Transferência de calor ao longo do filtro de sucção.	81
Tabela 4.4 – Transferência de calor no filtro de sucção.	86
Tabela 4.5 – Velocidade característica para o escoamento no interior da carcaça.	94
Tabela 4.6 – Diferença percentual entre as correlações e os valores médios obtidos experimentalmente.	98
Tabela 4.7 – Diferença percentual entre valores de Nu/D^* de correlações e dos dados médios experimentais para o tubo 1.	102
Tabela 4.8 – Diferença percentual entre valores de Nu/D^* de correlações e dos dados médios experimentais para o tubo 2.	102
Tabela 4.9 – Diferença percentual entre valores de número de Nusselt do volume 1 fornecidos por correlações e pelos dados experimentais.	105
Tabela 4.10 – Diferença percentual entre valores de número de Nusselt do volume 2 fornecidos por correlações pelos dados experimentais.	105
Tabela B.1 – Diferença percentual entre as correlações e os valores médios experimentais.....	120
Tabela B.2 – Diferença percentual entre as correlações e os valores médios experimentais.....	121

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Símbolos Gerais

\dot{m}	Vazão de massa	kg/s
\dot{m}_T	Vazão de massa ideal ou teórica	kg/s
\dot{Q}_L	Capacidade de refrigeração	W
\dot{Q}_H	Taxa de transferência de calor do condensador	W
\dot{W}_C	Potência consumida pelo compressor	W
h	Entalpia específica do fluido refrigerante [J/kg] ou coeficiente de transferência de calor [W/(m ² K)]	
\dot{V}_D	Vazão volumétrica deslocada pelo pistão	m ³ /s
D^*	Dimensão característica	m
e	Espessura do transdutor de fluxo de calor	
f	Frequência de operação [Hz] ou Fator de atrito [-]	
L	Espessura da parede do filtro de sucção	m
k	Condutividade térmica	W/m.K
p	Pressão	Pa
Re	Número de Reynolds	-
Nu	Número de Nusselt	-
Pr	Número de Prandtl	
T	Temperatura	°C
q''	Fluxo de calor	W/m ²
T_∞	Temperatura ambiente	°C
\bar{T}_∞	Temperatura média do ambiente	°C
T_s	Temperatura de superfície	°C
\bar{T}_s	Temperatura média da superfície	°C
S	Sensibilidade do sensor de fluxo de calor	V.m ² /W
SP	Desvio padrão	
t	Coefficiente de Student	-
n_{TD}	Número de termopares	-
V	Tensão	V
U	Incerteza expandida	

Símbolos Gregos

α	Diferença de poder termoelétrico entre metais	V/K
η_s	Eficiência isentrópica	-
η_v	Eficiência volumétrica	-
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
ρ	Densidade mássica	kg/m ³
ζ	Graus de liberdade	m

Sub-índices

<i>f</i>	Referente ao fluido
<i>esfera</i>	Referente à esfera
<i>camara</i>	Referente à câmara
<i>quadrado</i>	Referente a quadrado
<i>hexagono</i>	Referente a hexágono
<i>evap</i>	Referente ao evaporador
<i>placa</i>	Referente à placa plana
<i>Temperatura</i>	Referente à temperatura prescrita
<i>T</i>	Referente a tubos
<i>V</i>	Referente a volumes
<i>Fluxo</i>	Referente a fluxo prescrito
<i>si</i>	Referente a superfície interna
<i>se</i>	Referente a superfície externa
<i>suc</i>	Referente à sucção
<i>s</i>	Referente à superfície
<i>desc</i>	Referente à descarga
<i>M</i>	Referente a medições

Abreviaturas

COP	Coeficiente de performance
rpm	Rotações por minuto
vcc	Compressor de velocidade variável
RP	Razão de pressão
SFC	Sensor de fluxo de calor
DB	Dittus-Boelter

Gn

Gnielinski

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	27
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS	27
1.2 COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO.....	30
1.2.1 Princípio de funcionamento do compressor	32
1.2.2 Ineficiências do compressor	35
1.3 OBJETIVO DO TRABALHO	37
2 REVISÃO DA LITERATURA	39
2.1 INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS.....	39
2.2 ANÁLISES NÚMERICAS	41
2.2.1 Modelos de condutância global.....	42
2.2.2 Modelos de parâmetros concentrados.....	43
2.2.3 Modelos de parâmetros distribuídos	45
2.2.4 Modelos híbridos	47
2.3 CONTRIBUIÇÕES DESTE TRABALHO	48
3 BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAIS	49
3.1 BANCADA DE CICLO QUENTE.....	49
3.2 MEDIÇÃO E CONTROLE DE TEMPERATURAS	52
3.3 MEDIÇÃO E CONTROLE DE PRESSÕES.....	53
3.4 MEDIÇÃO DA VAZÃO DE MASSA	54
3.5 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DO INVERSOR VCC	55
3.6 MEDIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA.....	55
3.7 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SECUNDÁRIO	55
3.8 SISTEMA DE CONTROLE E AQUISIÇÃO DE SINAIS.....	56
3.9 INSTRUMENTAÇÃO DO COMPRESSOR.....	56
3.9.1 Sensor de temperatura e de fluxo de calor.....	57
3.9.2 Instrumentação no interior da carcaça e no estator	59
3.9.3 Instrumentação do filtro de sucção	61
3.9.4 Aspectos críticos da instrumentação	64
3.10 PROCEDIMENTO DE TESTES	66
3.10.1 Preparação da bancada	66
3.10.2 Execução dos testes	67
3.10.3 Condições dos testes.....	69
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
4.1 DADOS DE DESEMPENHO DO COMPRESSOR.....	71
4.2 MEDIÇÕES DE TEMPERATURA E FLUXO DE CALOR	76
4.3 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	86

4.3.1 Superfície externa	87
4.3.2 Superfície interna.....	88
4.4 CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	92
4.4.1 Superfície externa	92
4.4.2 Superfície interna.....	98
5 CONCLUSÕES	107
5.1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES	107
5.2 CONCLUSÕES PRINCIPAIS	107
5.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	109
REFERÊNCIAS	111
APÊNDICE A – ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	117
APÊNDICE B – CORRELAÇÕES DE CILINDRO NÃO CIRCULAR E PLACA PLANA.	119

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A tecnologia de refrigeração é uma das maiores conquistas da civilização humana, considerando suas aplicações médicas, na conservação de alimentos, no conforto de ambientes, no gerenciamento térmico de componentes eletrônicos, entre outras. Em particular, a refrigeração na conservação de alimentos permite o transporte e armazenagem de produtos perecíveis em qualquer parte do mundo.

Por estar presente em nosso dia a dia, a refrigeração apresenta uma parcela grande no consumo de energia. Segundo a Empresa de Pesquisas Energéticas (2012), 28% do consumo de energia de uma residência brasileira é devido a dispositivos de refrigeração, sendo que 18% se referem somente a refrigeradores. Devido ao consumo significativo de energia elétrica deste segmento, alguns países exigem produtos com alta eficiência energética dos fabricantes de refrigeradores.

A maioria dos refrigeradores domésticos opera segundo o ciclo de compressão mecânica de vapor patenteado por Jacob Perkins em 1834. Esse ciclo opera com um fluido refrigerante em dois níveis distintos de pressão e apresenta basicamente quatro componentes: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão, conforme ilustra a Figura 1.1.

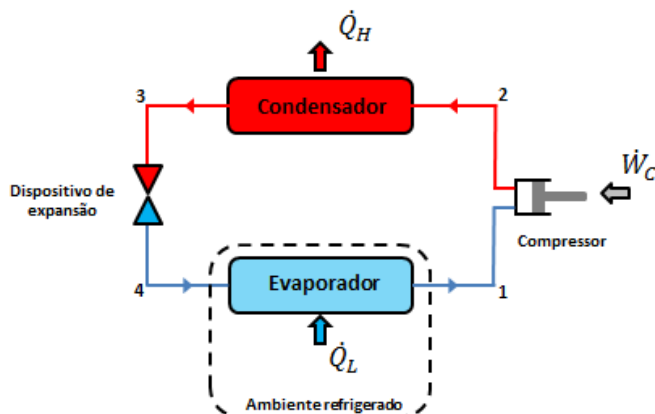


Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Do ponto de vista termodinâmico, a Figura 1.2 ilustra os processos envolvidos no ciclo de refrigeração em um diagrama pressão-entalpia (p-h). Através do consumo de energia elétrica, o compressor realiza trabalho

sobre o fluido refrigerante, elevando sua pressão desde a condição do evaporador (1) até aquela no condensador (2). Na sequência, o fluido na fase de vapor superaquecido segue para o condensador, tendo sua temperatura reduzida pela ação de rejeição de calor para o meio externo. Em seguida, o fluido refrigerante (3) escoar por um dispositivo de expansão, reduzindo sua pressão e temperatura até a condição na entrada do evaporador (4). Por meio da absorção de calor no evaporador, o fluido refrigerante evapora e é novamente levado ao compressor, completando desta forma o ciclo de refrigeração.

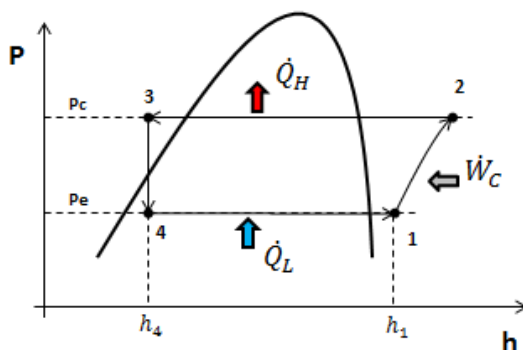


Figura 1.2 – Diagrama pressão-entropia para o ciclo de refrigeração.

Conforme observando no ciclo descrito, fica evidente que existe um consumo de energia associado à refrigeração. Um parâmetro muito usado para avaliar a eficiência do ciclo de refrigeração é a relação entre a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_L) e a potência consumida pelo compressor (\dot{W}_C). Esta relação é definida como coeficiente de performance (COP):

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} \quad (1.1)$$

A capacidade de refrigeração é definida pelo produto da vazão mássica (\dot{m}) e a diferença de entalpias específicas do gás refrigerante na saída (h_1) e na entrada (h_4) do evaporador.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

Utilizando-se as Equações (1.1) e (1.2), pode-se avaliar a eficiência de um sistema de refrigeração e compará-la com a eficiência do ciclo de Carnot. Segundo Carnot, a máxima eficiência de uma máquina térmica que opera entre duas fontes de temperaturas distintas é função somente de suas temperaturas absolutas.

No caso de refrigeração, o ciclo de Carnot é representado por quatro processos termodinâmicos: compressão isentrópica (1-2), rejeição de calor a temperatura constante (2-3), expansão isentrópica (3-4) e admissão de calor a temperatura constante (4-1), conforme Figura 1.3.

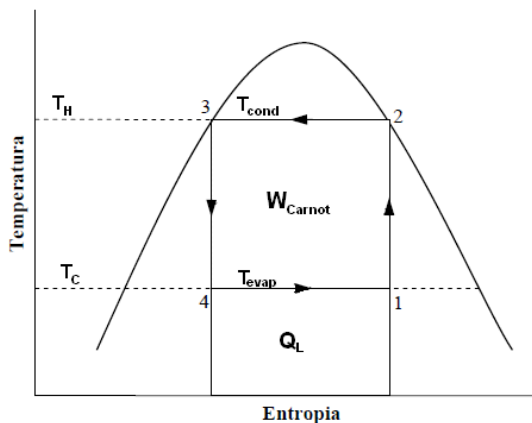


Figura 1.3 – Diagrama temperatura-entropia do ciclo de Carnot.

A eficiência de um ciclo de Carnot se baseia na relação entre as temperaturas absolutas do reservatório quente (ambiente externo, T_H) e do meio a ser refrigerado, o reservatório frio (T_C):

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (1.3)$$

Naturalmente, não é possível se realizar na prática um ciclo de Carnot, pois as ineficiências nos processos estarão sempre presentes. Por exemplo, em um ciclo de refrigeração real, as trocas térmicas no evaporador e no condensador são irreversíveis e impossíveis de serem realizadas sob diferenças infinitesimais de temperatura. Além das irreversibilidades nos trocadores, não existe um dispositivo de expansão que seja capaz de expandir o fluido refrigerante de forma isentrópica. Finalmente, a compressão em compressores de deslocamento positivo não

pode ser realizada no regime bifásico, devido a possíveis golpes de líquido na câmara de compressão. Assim, em sistemas de refrigeração o fluido refrigerante é admitido no compressor na condição de gás superaquecido.

Os compressores têm um papel fundamental no consumo de energia de sistemas de refrigeração. Assim, estudá-los faz parte da etapa de redução de suas ineficiências e, desta forma, melhorias no projeto de novos refrigeradores.

1.2 COMPRESSOR DE REFRIGERAÇÃO

Os compressores, juntamente com o dispositivo de expansão, são responsáveis por estabelecer a vazão de massa no sistema de refrigeração e elevar a pressão entre as condições das linhas de evaporação e condensação.

Os compressores ditos herméticos possuem todos os seus componentes no interior de um compartimento selado. Protegido do ambiente externo, tais compressores possuem a característica de operar durante anos sem que haja nenhum tipo de manutenção ou reposição de fluidos (óleo lubrificante e gás refrigerante). Compressores de maior porte, nos quais justifica-se a manutenção, podem ser do tipo aberto ou semi-hermético.

Em relação ao princípio de funcionamento, os compressores podem ser classificados de duas formas: compressores rotodinâmicos e compressores de deslocamento positivo. Nos compressores rotodinâmicos, um rotor provido de diversas pás fornece energia cinética para o fluido refrigerante. Após passar pelo rotor, o fluido escoar por um difusor e converte parte dessa energia cinética em um aumento de pressão. Os compressores de deslocamento positivo são dominantes no mercado de refrigeração, utilizando a redução de volume para obter o aumento de pressão do fluido refrigerante. Neste grupo estão os compressores alternativos e os rotativos, conforme ilustra a Figura 1.4.

Para efeito de conhecimento, a Figura 1.5 ilustra a faixa de capacidade e condições de operação dentro das quais os principais tipos de compressores são empregados.

O compressor alternativo pode operar em velocidade fixa (On/Off) ou em velocidade variável (VCC). Os compressores de velocidade fixa são os mais comuns, estando presentes na maioria nos refrigeradores domésticos. Por sua vez, os compressores de velocidade variável são aplicados em segmentos de mercado em que se exige elevado nível de eficiência.

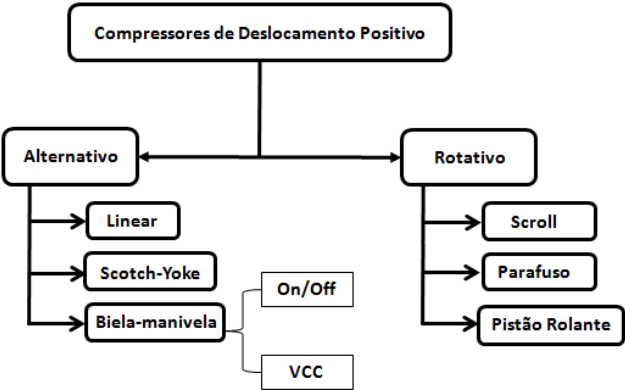


Figura 1.4 – Classificação de compressores de deslocamento positivo, adaptado de Gomes (2006).

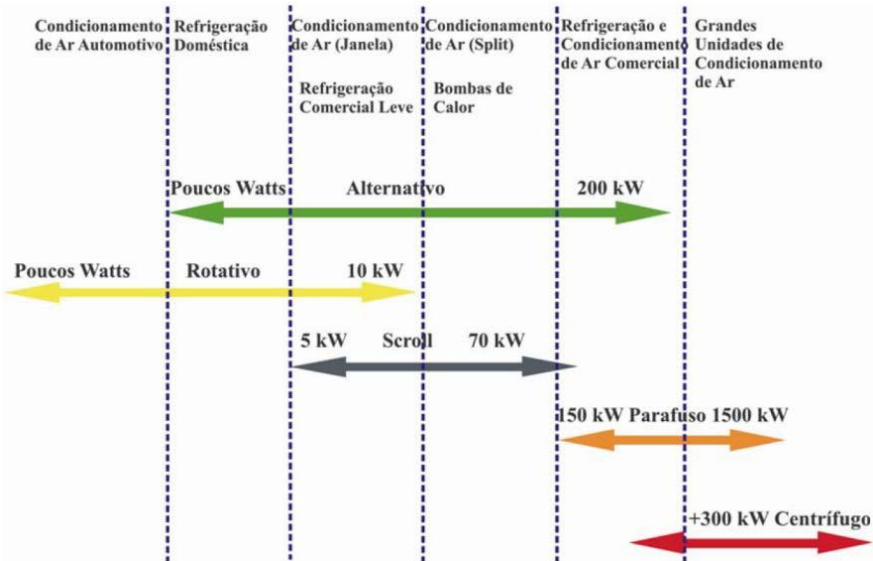


Figura 1.5 – Faixas de capacidade de refrigeração para as principais tecnologias de compressão. Reproduzido de Baungartner (2008).

Em compressores de velocidade fixa, a frequência de operação é fixa, e dependendo do país de aplicação, pode ser 50Hz ou 60Hz. Sua característica principal de trabalho é realizar o ciclo de compressão na mesma velocidade, independente da demanda do sistema de refrigeração.

Compressores de velocidade variável alteram a velocidade de operação de forma a modular a capacidade de refrigeração. Esta vantagem se torna muito útil em sistemas que requerem um maior controle de refrigeração e elevada eficiência. Em condições onde se necessita de uma pequena demanda de refrigeração o compressor opera com velocidades baixas. Nesta situação, o compressor apresenta um aumento de eficiência proveniente das reduções de perdas internas, e devido à redução do fluxo de massa, apresenta um aumento de eficiência nos trocadores de calor do refrigerador. Em situações de alta demanda de refrigeração, o compressor opera na máxima velocidade, reduzindo rapidamente as temperaturas internas. É importante salientar que os termos “velocidade” e “rotação” são usados como sinônimos quando se trata de compressores VCC.

1.2.1 Princípio de funcionamento do compressor

Compressores de velocidade fixa ou de velocidade variável são compostos por basicamente três grandes grupos de componentes: cabeçote, motor e mancais. Compressores de velocidade variável possuem um grupo distinto, formado pela eletrônica requerida para controlar a velocidade de operação.

O grupo cabeçote é composto por três partes: sistema de sucção, sistema de descarga e câmara de compressão. O sistema de sucção, por sua vez, é composto por três componentes: passador de sucção, filtro acústico de sucção e válvula de sucção.

O passador de sucção é um tubo de cobre passante localizado na carcaça do compressor. Ele faz a ligação entre a tubulação do sistema de refrigeração e o compressor e é através do mesmo que o gás do evaporador é levado para dentro do compressor. Na sequência está o filtro de sucção, também chamada de *muffler* de sucção. Sua principal função é reduzir ruído proveniente das oscilações de pressão da válvula de sucção, bem como também atuar na dinâmica do escoamento de gás. Além disto, o filtro auxilia na isolamento do gás refrigerante, evitando contato com partes quentes dentro do compressor, sendo por isso fabricada de material polimérico.

O sistema de descarga é composto por quatro componentes: válvula de descarga, filtro acústico de descarga, tubo de descarga e passador de descarga. O filtro acústico de descarga é responsável por reduzir a pulsação proveniente do escoamento de gás da câmara de compressão e guiar o gás

com temperatura elevada para fora do compressor, em direção ao condensador.

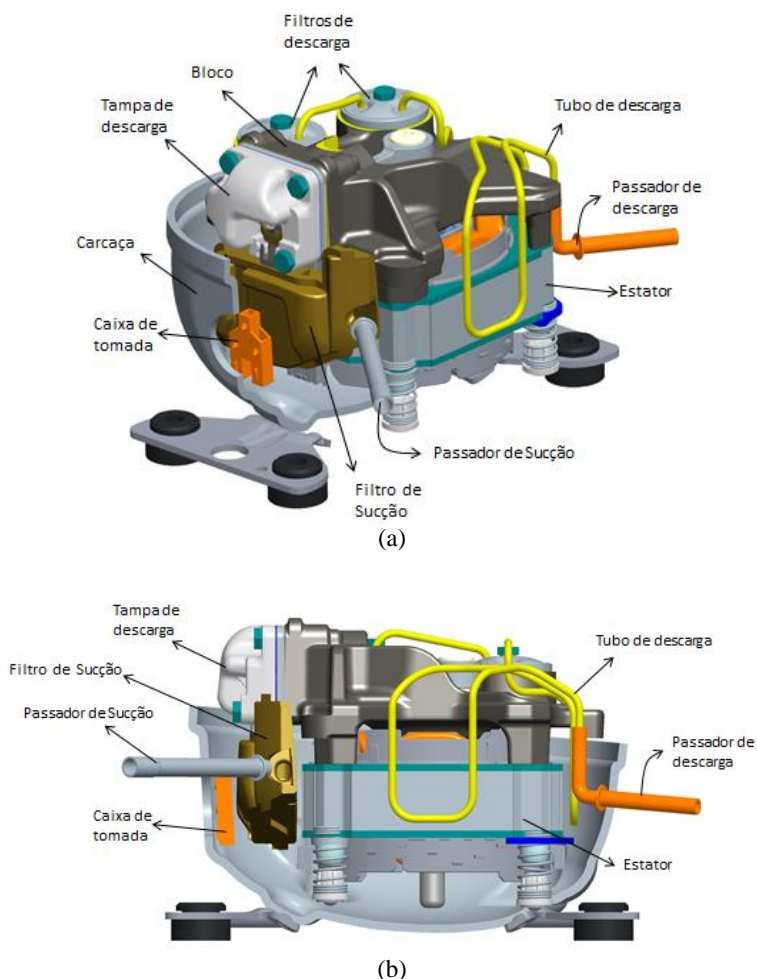


Figura 1.6 – Vista tridimensional de um compressor alternativo biela-manivela de velocidade variável. (a) Vista isométrica. (b) vista lateral.

As válvulas utilizadas na maioria dos compressores domésticos são do tipo palheta. Tais válvulas são denominadas automáticas, pois os seus movimentos de abertura e fechamento são regidos pela diferença de pressão entre o cilindro e as respectivas câmaras de sucção e de descarga.

O ciclo de funcionamento de um compressor recíproco é comumente caracterizado em quatro processos: expansão, sucção, compressão e descarga, conforme esquema da Figura 1.7.

O pistão, por meio de um mecanismo biela-manivela se desloca do ponto morto superior para o ponto morto inferior (A-C). Com isso, o volume do cilindro aumenta e faz com que a pressão do gás dentro do cilindro se reduza até atingir a condição representada pelo ponto B. Nesse ponto, a pressão dentro da câmara de compressão é inferior à pressão localizada na câmara de sucção e a válvula de sucção inicia sua abertura. Do ponto B até o ponto C o gás é aspirado para dentro do cilindro devido ao deslocamento do pistão até atingir o ponto C.

Logo após atingir o ponto morto inferior (ponto C), o sentido de deslocamento do pistão se inverte, a válvula de sucção se fecha e o processo de compressão é iniciado. A partir deste momento a pressão sobe rapidamente até atingir o ponto D. Nesse instante, devido ao fato de a pressão na câmara de compressão ser maior do que a pressão na câmara de descarga, a válvula de descarga se abre e o processo de descarga de gás ocorre até o ponto A (ponto morto superior), completando desta forma o ciclo de compressão.

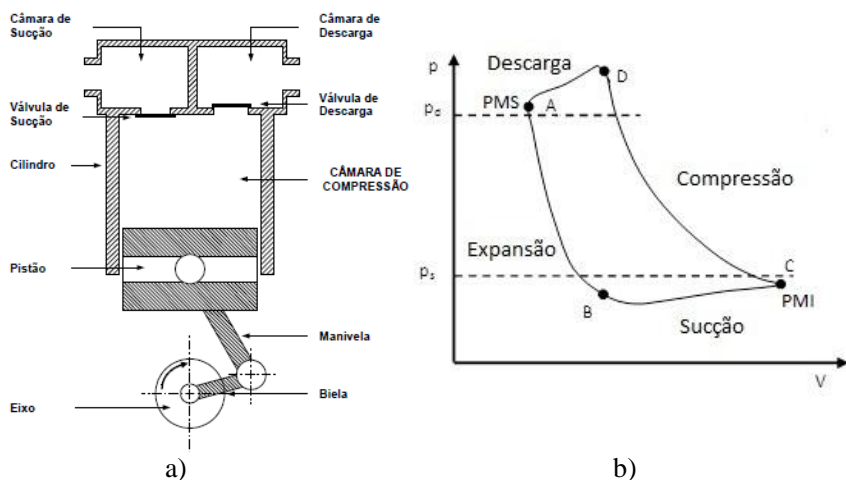


Figura 1.7 – (a) Esquema do compressor recíproco. (b) Diagrama pressão-volume de um ciclo real.

1.2.2 Ineficiências do compressor

A ineficiência global de um compressor de velocidade variável pode ser dividida em quatro parcelas: perdas eletrônicas, perdas elétricas, perdas mecânicas e perdas termodinâmicas.

O compressor de velocidade variável necessita de uma placa eletrônica (inversor de frequência) para a alteração de sua velocidade, bem como componentes eletrônicos com toda a rotina e controle de operação do compressor. As perdas eletrônicas são decorrentes desses processadores e circuitos elétricos. As perdas elétricas estão associadas ao processo de dissipação por efeito Joule nas bobinas do motor.

As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito viscoso do óleo lubrificante nos mancais do compressor, sendo fortemente afetadas pelo perfil térmico e pela velocidade de operação do compressor. Por sua vez as perdas termodinâmicas ocorrem devido a ineficiências no ciclo de compressão, decorrentes de vazamentos de fluido refrigerante, troca de calor nos processos de compressão e de expansão, atrito viscoso no escoamento em válvulas e, inevitavelmente, superaquecimento do fluido refrigerante.

O superaquecimento do fluido refrigerante ocorre devido ao seu aquecimento desde o passador de sucção até alcançar a câmara de compressão, passando pelo seu trajeto através do filtro de sucção. Do ponto de vista de confiabilidade do compressor, deve haver um aquecimento mínimo do fluido refrigerante a fim de evitar golpe de líquido na câmara de compressão. Já do ponto de vista de eficiência, o superaquecimento demasiado provoca a redução da eficiência volumétrica do compressor e o aumento da potência específica de compressão, causando assim a redução da capacidade de refrigeração e o aumento do consumo de energia.

As eficiências volumétrica e isentrópica são utilizadas para representar o desempenho de um compressor. A eficiência volumétrica é definida como a razão entre a vazão mássica real do compressor (\dot{m}) e a vazão mássica ideal, ou teórica (\dot{m}_t).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (1.4)$$

A vazão ideal é definida como a máxima vazão que o compressor forneceria caso não existisse perdas por reexpansão, vazamento, superaquecimento e refluxo em válvulas. Assim, a vazão ideal depende do volume deslocado pelo pistão (V_D), da frequência de operação (f) e da

massa específica (ρ_{suc}) do fluido refrigerante na condição de entrada do compressor.

$$\dot{m}_t = \rho_{suc} \forall_D f \quad (1.5)$$

A eficiência isentrópica é definida pela razão entre a potência de compressão isentrópica e a potência real de compressão. Por sua vez, a potência isentrópica é caracterizada pelo produto da vazão mássica e a diferença das entalpias específicas do fluido refrigerante no início (h_1^s) e no fim (h_2^s) da compressão isentrópica.

$$\eta_s = \frac{\dot{m}(h_2^s - h_1^s)}{\dot{W}_C} \quad (1.6)$$

As eficiências volumétricas e isentrópica são importantes para caracterizar o comportamento termodinâmico de um compressor. Suas interpretações fornecem embasamento para analisar os efeitos de superaquecimento do gás refrigerante e as consequências do afastamento da compressão isentrópica.

Kremer (2006) apresenta uma análise teórica de redução de COP em função do aumento da temperatura de início de compressão do fluido refrigerante R-134a. Como pode ser visto na Figura 1.8, a potência isentrópica de compressão se mantém praticamente constante com o superaquecimento. Isto se deve ao fato de que a diferença de entalpia de compressão aumenta inversamente proporcional à queda da vazão mássica para o gás R-134a. Desta forma, quanto maior o superaquecimento menor será o COP devido ao aumento da entalpia de compressão.

Além disto, o aumento da temperatura inicial de compressão provoca uma queda acentuada na eficiência volumétrica e, como consequência, uma queda na capacidade de refrigeração.

Ribas *et al.* (2008) apresentam o levantamento das perdas termodinâmicas de um compressor alternativo de 263 W de capacidade. Segundo os autores, a eficiência termodinâmica está na faixa de 80 a 83%. Além disto, os autores apresentaram as parcelas das perdas termodinâmicas do referido compressor (Figura 1.9).

Como pode ser observado na figura, 49% de toda a ineficiência termodinâmica se deve ao afeito do superaquecimento do fluido refrigerante na sucção. O restante da ineficiência se deve aos processos de sucção (22%), descarga (25%) e vazamentos (4%).

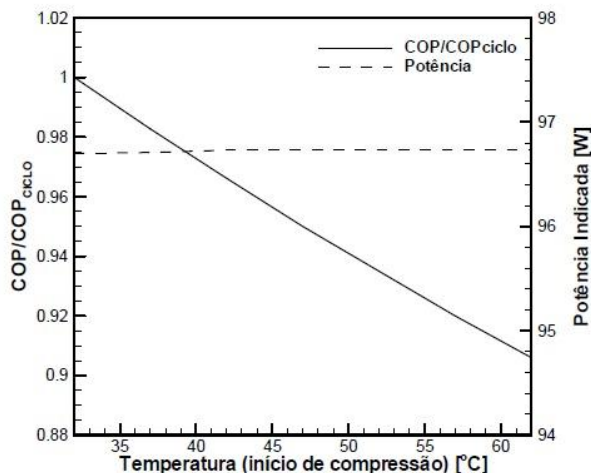


Figura 1.8 – Efeito do superaquecimento na sucção. Adaptado de Kremer (2006).



Figura 1.9 – Distribuição das perdas termodinâmicas de um compressor de 263 W de capacidade, segundo Ribas *et al.* (2008).

1.3 OBJETIVO DO TRABALHO

Atualmente, estima-se que os equipamentos de refrigeração sejam responsáveis por 15% do consumo mundial de energia elétrica (IIR, 2012). Desta forma, a redução de ineficiências de compressores representa um grande potencial para a melhoria do desempenho de sistemas de refrigeração.

Conforme evidenciado neste capítulo, uma grande parcela das perdas termodinâmicas se deve ao superaquecimento do fluido refrigerante dentro do compressor. Dentro desse contexto, o objetivo principal deste trabalho é a investigação experimental da transferência de calor no filtro acústico de sucção de um compressor recíproco de velocidade variável. No entanto, diferente de outros trabalhos dedicados à obtenção de coeficientes locais de transferência de calor, a presente investigação propõe o desenvolvimento de correlações de transferência de calor para as superfícies interna e externa do filtro acústico de sucção. Para tanto, medições de temperaturas e de fluxo de calor são realizadas no filtro de sucção em diferentes velocidades de operação e razões de pressão associadas à aplicação de refrigeração. Além de contribuir com esse tipo de informação não disponível na literatura, a correlação proposta é de grande auxílio na análise e na otimização de compressores.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão de trabalhos disponíveis na literatura que abordam o estudo da transferência de calor em compressores. A revisão é dividida em duas partes, a primeira dedicada a investigações experimentais e a segunda relacionada a análises numéricas.

2.1 INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS

Os trabalhos experimentais em compressores são relativamente antigos quando comparados com o surgimento dos modelos numéricos. De certa forma, a instrumentação de compressores foi a principal forma de se obterem informações úteis de projeto durante muito tempo. Mesmo com o desenvolvimento dos recursos computacionais e dos métodos numéricos, quase todas as simulações relacionadas à transferência de calor em compressores necessitam de informações experimentais para efeito de calibração ou validação. De fato, a instrumentação de compressores ainda é uma maneira conveniente para a obtenção de resultados de forma rápida.

Meyer e Thompson (1990) realizaram um estudo experimental da transferência de calor no sistema de sucção de um compressor alternativo de refrigeração doméstica com o emprego de diversos termopares. Os autores realizaram um estudo comparativo de quatro configurações para a posição do passador de sucção em relação ao filtro de sucção. O trabalho caracterizou a parcela de superaquecimento do fluido refrigerante no filtro de sucção para cada configuração, incluindo a análise da mistura de porções de refrigerante frio que entra no compressor, com fluido quente no interior da carcaça. A principal conclusão foi que o uso de um isolamento de borracha no filtro de sucção proporciona a redução do superaquecimento e um consequente aumento da eficiência volumétrica.

Cavallini *et al.* (1996) realizaram medições em dois compressores alternativos operando com fluidos refrigerantes R-134a e R-600a. Ambos os compressores foram instrumentados em diversos pontos com termopares e testados em uma bancada calorimétrica. O objetivo principal foi validar um modelo de simulação desenvolvido para a análise térmica de compressores. Os resultados numéricos mostraram boa concordância com as medições e, para o modelo desenvolvido, os autores indicaram que a correlação de Dittus-Boelter foi utilizada para caracterizar a transferência de calor no filtro de sucção.

Zend e Assanis (2003) propuseram uma nova correlação para a transferência de calor em coletores de ar de motores de combustão interna.

Os autores argumentaram que correlações como a de Dittus-Boelter não são adequadas para escoamentos pulsantes, destacando também a necessidade de dividir a simulação do ciclo em períodos em que a válvula de admissão está aberta e fechada. Finalmente, sugeriram também que uma correlação adequada deve levar em consideração mudanças de velocidade do escoamento ao longo do ciclo.

Dutra (2008) realizou medições de temperatura e de fluxo de calor em um compressor de refrigeração doméstica. A partir dessas medições, coeficientes de transferência de calor por convecção foram obtidos para diferentes regiões do compressor em duas condições de operação. O autor concluiu que os coeficientes de transferência de calor dos componentes são pouco afetados pela condição de operação. A Figura 2.1 ilustra o filtro acústico de sucção e a instrumentação utilizada por Dutra (2008).

Morriesen (2009) mediu variações de temperatura e velocidade na câmara de sucção de um compressor de aplicação doméstica, com o emprego de sensores de fio frio e de fio quente, respectivamente. A Figura 2.2 ilustra resultados obtidos nesse estudo. Os resultados revelaram um aumento de quase 5°C na câmara de sucção na parte do ciclo em que a válvula de sucção permanece fechada.

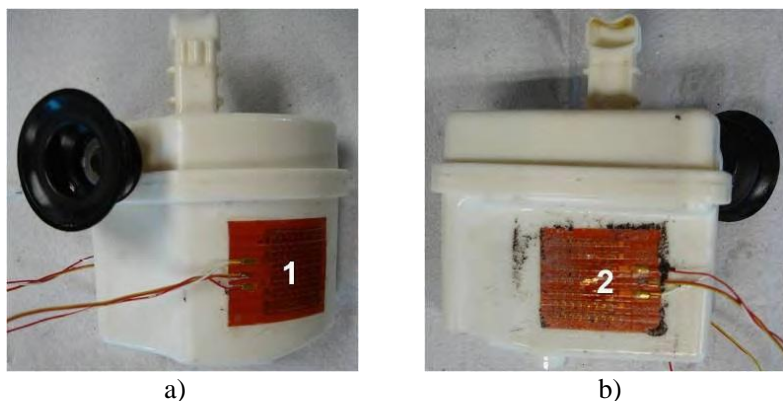


Figura 2.1 – Filtro de sucção analisada por Dutra (2008). (a) Região frontal, (b) região posterior.

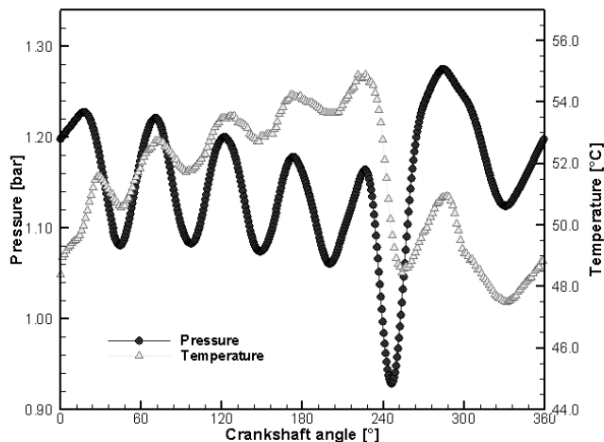


Figura 2.2 – Transiente de temperatura e pressão obtidos por Morriesen (2009).

Silva (2012) utilizou uma análise similar à apresentada por Dutra (2008), mas desta vez com foco em transientes térmicos originados pelo ligamento e desligamento do compressor (regime cíclico). O autor obteve coeficientes de transferência de calor em diversos componentes internos do compressor, tanto no regime térmico cíclico como no regime térmico plenamente estabelecido. O autor concluiu que as variações de temperatura dos componentes do compressor ocorrem de acordo com diferentes escalas de tempo. Além disto, observou que o fluxo de calor médio na região frontal do filtro de sucção nas condições cíclicas é em torno de 70% do valor observado em regime térmico plenamente estabelecido.

2.2 ANÁLISES NÚMERICAS

Basicamente há na literatura quatro tipos de modelos de simulação térmica:

- Modelos de condutância global;
- Modelos de rede térmica (*thermal network*, *TNW*);
- Modelos de parâmetros distribuídos;
- Modelos híbridos.

Esses modelos de simulação buscam descrever a transferência de calor nos componentes internos do compressor. Para isso, utilizam arranjos

geométricos e correlações de transferência de calor da literatura ou de correlações obtidas por meio de medições. A seguir, apresentam-se as características e os principais trabalhos associados a cada um desses modelos.

2.2.1 Modelos de condutância global

Nesses modelos, o domínio de solução é composto por alguns poucos volumes de controle, cujos coeficientes de transferência de troca de calor são obtidos de testes em compressores instrumentados. Uma dificuldade desse procedimento é o fato desses coeficientes serem adequados apenas para a geometria de compressor testada. Desta forma, novos coeficientes necessitam ser obtidos no caso de alteração geométrica ou até mesmo velocidade de operação.

Meyer e Thompson (1990) apresentaram um modelo numérico para prever o perfil térmico de um compressor alternativo e efeitos de superaquecimento. O modelo separa o compressor em seis volumes de controle. Os coeficientes de transferência de calor foram obtidos experimentalmente, mas os coeficientes relacionados à superfície externa da carcaça foram providos por correlações da literatura. De forma geral, os resultados numéricos de temperatura se mostraram consistentes com os valores medidos, apesar de algumas discrepâncias nas regiões das câmaras de sucção e de descarga. Os autores concluem que um balanço de energia transiente seria necessário para um resultado mais preciso nessas regiões.

Todescat *et al.* (1992) apresentaram um modelo semelhante ao de Meyer e Thompson (1990), porém com modelagem bastante distinta para a compressão do gás no cilindro. Nesse modelo, os autores utilizaram um balanço de energia transiente no volume do cilindro a fim de calcular a temperatura média do gás em cada instante de tempo ao longo do ciclo de compressão. Com isto, uma taxa média de transferência de calor é obtida em cada ciclo de compressão. O coeficiente de transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro, requerido para o balanço de energia, foi obtido das correlações de Annand (1963) e Adair *et al.* (1972). Para os demais componentes do compressor, os autores utilizaram coeficientes globais de transferência de calor, obtidos de balanços de energia a partir de medições de temperatura no compressor. A Figura 2.3 fornece uma vista esquemática dos volumes de controle utilizados para os balanços de energia no interior do compressor. Os resultados obtidos com o modelo apresentaram boa concordância com dados experimentais. Contudo, o uso de coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente limitam

as análises do efeito de alterações geométricas, impedindo a otimização de compressores.

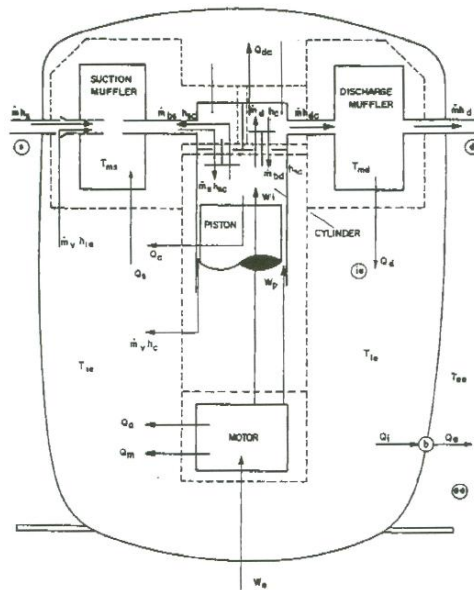


Figura 2.3 – Vista esquemática do compressor com os volumes de controle utilizados no balanço térmico, extraído de Todescat *et al.* (1992).

2.2.2 Modelos de parâmetros concentrados

Os modelos de parâmetros concentrados possuem algumas diferenças importantes em relação aos modelos de condutância global. A primeira distinção está no fato de que esses modelos geralmente utilizam correlações de transferência de calor disponíveis na literatura, ao invés de condutâncias globais obtidas experimentalmente. Outro fator que se destaca nos modelos de parâmetros concentrados é o maior nível de discretização, ou seja, número de partições internas do compressor. Uma vez que, em princípio, não há necessidade de calibração a partir de medições em compressor instrumentado, o modelo de parâmetros concentrados pode ser usado para avaliar o efeito de alterações geométricas e da condição de operação do compressor. Contudo, a desvantagem desse modelo é a dificuldade de se obterem correlações adequadas para todos os componentes do compressor.

Nos trabalhos de Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003), a discretização do compressor foi realizada através de sua divisão em 32 e 46 volumes de

controle, respectivamente, permitindo uma análise detalhada da transferência de calor entre os componentes. Os coeficientes de transferência de calor entre o gás e os componentes, e entre o óleo lubrificante e a superfície da carcaça foram obtidos a partir de correlações de convecção natural e forçada para geometrias simplificadas, tais como placas planas, cilindros, discos e esferas.

Sim *et al.* (2000) realizaram medições do compressor em um refrigerador doméstico, utilizando resistências térmicas para simular a carga térmica do sistema. Ooi (2003), por sua vez, utilizou ensaios experimentais em uma bancada calorimétrica, seguindo a norma de teste da ASHRAE e o R-134a como fluido refrigerante. Os resultados de temperatura de Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003) se mostraram coerentes com os dados experimentais. Ooi (2003) indicou que algumas discrepâncias entre os resultados fossem devido ao uso de correlações de transferência de calor desenvolvidas para geometrias simplificadas. Uma dificuldade, não esclarecidas por Sim *et al.* (2000) e Ooi (2003), se refere à determinação de velocidades e comprimentos característicos necessários nos cálculos dos números de Nusselt e de Reynolds em cada elemento, muito menos as correlações utilizadas para o coeficiente de transferência de calor no filtro de sucção.

Almbauer *et al.* (2006) apresentaram um comparativo entre resultados de temperatura média para a região do cabeçote de um compressor (Figura 2.4), obtidos com o modelo de parâmetros concentrados e com o método dos volumes finitos. Os autores demonstraram a boa concordância entre os resultados de temperatura dos dois métodos, mas o mesmo não foi verificado para fluxos de calor devido à distribuição não uniforme da temperatura nos volumes (1-3, A-D) da metodologia TNW. Para contornar esta limitação, Almbauer *et al.* (2006) sugeriram um maior número de volumes no modelo de parâmetros concentrados para discretizar a região de interesse.

Haas (2012) desenvolveu um modelo de parâmetros concentrados para prever as temperaturas em diferentes componentes de um compressor de refrigeração doméstica. Um sistema algébrico de equações foi formado pela aplicação da equação da conservação de energia em 63 elementos geométricos simplificados. O autor utilizou correlações de troca de calor disponíveis na literatura e propôs um circuito térmico equivalente do compressor. Para o filtro de sucção, o autor adotou a correlação de Dittus-Boelter com os diâmetros dos dutos como comprimentos característicos. Para o escoamento externo em diversos componentes, Haas (2012) adotou a menor dimensão do elemento sólido como o comprimento característico. Os

resultados do modelo foram validados através de comparações com medições de Dutra (2008).

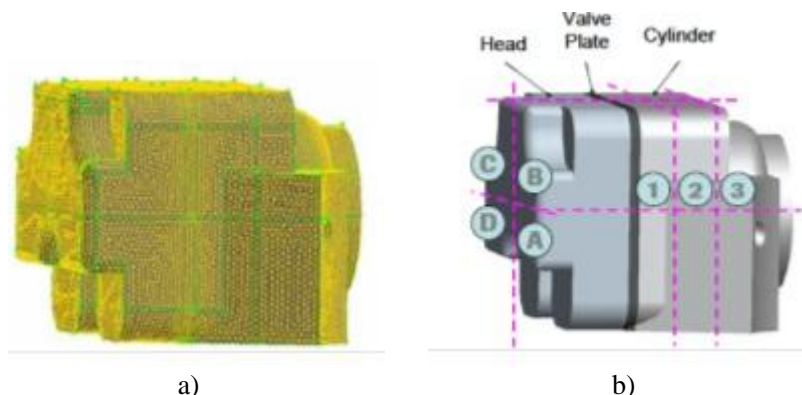


Figura 2.4 – (a) Modelo por volumes finitos, (b) modelo por TNW do cabeçote do compressor, extraído de Almbauer *et al.* (2006).

2.2.3 Modelos de parâmetros distribuídos

Os modelos de parâmetros distribuídos resolvem as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para pequenos volumes de controle, a fim de discretizar os domínios englobando o gás e os componentes sólidos no compressor.

Raja *et al.* (2003) desenvolveram um modelo deste tipo para o fluido refrigerante e os componentes sólidos de um compressor alternativo de refrigeração. O modelo foi resolvido numericamente pelo método dos volumes finitos, empregando um código comercial. O compressor foi dividido em quatro domínios: óleo lubrificante, fluido refrigerante, estator e bloco (englobando eixo, rotor, câmara de compressão e filtros). Desvios significativos foram observados nos resultados para as temperaturas do bloco e do rotor, com diferenças de aproximadamente 8%.

Com o auxílio de um código comercial, Birari *et al.* (2006) simularam o comportamento térmico de um compressor de refrigeração. Os autores compararam os resultados de temperatura e perda de carga no sistema de descarga do compressor operando com os fluidos refrigerantes R-404a e R-22. Comparações dos resultados numéricos com dados experimentais mostraram diferenças de até 15°C. As Figuras 2.5(a) e 2.5(b) ilustram o compressor e a malha computacional utilizada por Birari *et al.* (2006).

Nakano e Kinjo (2008) realizaram uma análise numérica transiente do escoamento em um filtro de sucção de um compressor (Figura 2.6), operando em 50Hz com R-600a. Os autores realizaram a análise em duas etapas, a primeira com um modelo para obter a pressão no cilindro e, em seguida, resolvendo escoamento e transferência de calor filtro de sucção com o método dos volumes finitos. A simulação indicou uma variação de $6,0^{\circ}\text{C}$ na temperatura ao longo do trajeto do gás no filtro de sucção, em comparação com $5,7^{\circ}\text{C}$ verificada experimentalmente.

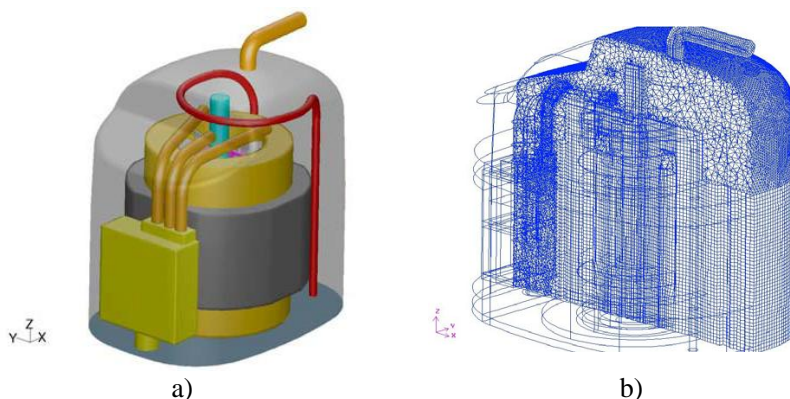


Figura 2.5 – (a) Modelo do compressor, (b) malha computacional utilizada em Birari *et al.* (2006).

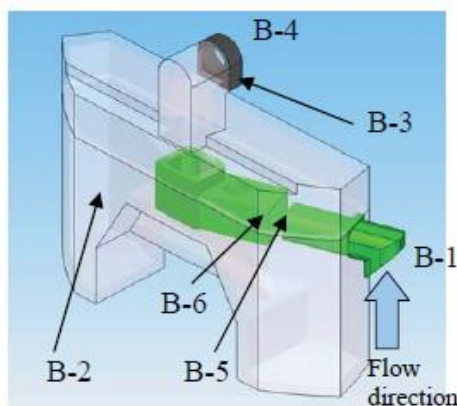


Figura 2.6 – Câmara de sucção analisada por Nakano e Kinjo (2008).

Morriesen *et al.* (2011) apresentaram uma análise numérica do escoamento pulsante em um filtro de sucção, via método dos volumes finitos de um código comercial. Os resultados foram comparados com os dados experimentais de um compressor doméstico operando com R-134a em 60Hz. Na mesma posição geométrica, os autores obtiveram para a média de temperatura na câmara de sucção um valor de 51,5°C contra 50,8°C obtido experimentalmente. Os autores também compararam resultados numérico e experimental do fluxo de calor na parede do filtro de sucção, encontrando uma diferença de aproximadamente 29%.

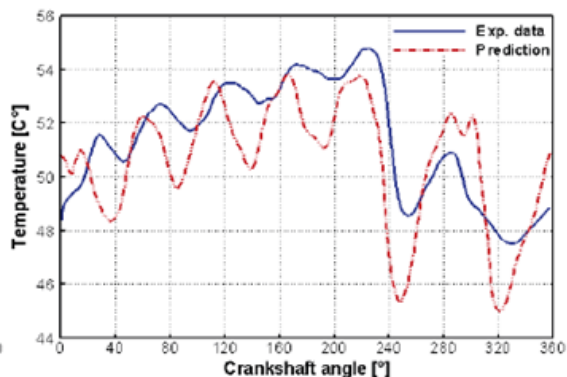


Figura 2.7 – Comparação entre resultado numérico e experimental da temperatura na câmara de sucção obtida por Mossiesen *et al.* (2011).

2.2.4 Modelos híbridos

O modelo híbrido combina um modelo de parâmetro distribuído para a solução da distribuição de temperatura nos componentes sólidos e um modelo de condutância global para a transferência de calor no fluido. Neste sentido, a convecção de calor nos filtros e ambiente interno é avaliada a partir de coeficientes de troca de calor obtidos experimentalmente.

Ribas (2007) desenvolveu um modelo híbrido, resolvendo o campo de temperatura das regiões sólidas de compressor através do método dos volumes finitos. Para as temperaturas em diferentes regiões do gás, um modelo de condutância global foi adotado. Os resultados do modelo híbrido mostraram boa concordância com os resultados experimentais.

Schereiner (2008) aplicou dois modelos de simulação térmica para prever a distribuição de temperatura de um compressor de refrigeração

doméstica: o modelo híbrido proposto por Ribas (2007) e o modelo de fluxo médio proposto por Birari *et al.* (2006). Schereinier (2008) concluiu que o modelo de fluxo médio não fornece resultados em boa concordância com resultados experimentais, principalmente por não incluir o efeito do óleo lubrificante sobre a transferência de calor.

2.3 CONTRIBUIÇÕES DESTE TRABALHO

Como visto na revisão da literatura, as investigações experimentais visam o entendimento da transferência de calor nos diversos componentes do compressor. Alguns trabalhos descrevem a obtenção de coeficientes de transferência de calor para componentes internos do compressor, mas nenhum estudo se concentra na determinação desses coeficientes no filtro de sucção em função de parâmetros geométricos e de velocidade do escoamento.

Por outro lado, os modelos de simulação se mostram vantajosos para o entendimento dos fenômenos que influenciam a transferência de calor e a eficiência do compressor. Contudo, esses modelos necessitam de informações preliminares de correlações da literatura ou de experimentos específicos. As correlações da literatura são apenas disponíveis para geometrias simplificadas (tubos, placas e discos), não representando a transferência de calor em geometrias complexas de alguns componentes do compressor, muito menos incluem o efeito do escoamento de óleo lubrificante.

Considerando o estado da arte, a principal contribuição do presente trabalho consiste na investigação experimental da transferência de calor no filtro de sucção de um compressor alternativo de refrigeração, operando em três valores de razão de pressão e de velocidade de operação. O cumprimento desta meta é representada na forma dos seguintes objetivos específicos:

- Avaliar os efeitos da velocidade e da razão de pressão sobre a distribuição de temperatura e a eficiência do compressor.
- Obter experimentalmente coeficientes de transferência de calor para o filtro de sucção nas diferentes condições de operação do compressor.
- Propor uma correlação de transferência de calor para o filtro de sucção de compressores alternativos de refrigeração.
- Comparar a correlação proposta com correlações disponíveis na literatura.

3 BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAIS

Neste capítulo será apresentada uma descrição da bancada de testes utilizada no presente trabalho, juntamente com os equipamentos necessários para as medições. Na sequência, será descrito a instrumentação do compressor e também o procedimento experimental.

3.1 BANCADA DE CICLO QUENTE

Os compressores de refrigeração doméstica são projetados para operar em refrigeradores por vários anos sem que haja a necessidade de manutenção. Para isso, diversos testes são realizados com o objetivo de garantir que estes compressores não percam suas características operacionais ao longo de sua vida. Um dos principais testes é destinado à medição da eficiência do compressor, geralmente realizado em uma bancada denominada “calorímetro”.

A função do calorímetro é manter o compressor operando na condição de teste desejada, mantendo as variáveis pertinentes em tolerâncias adequadas para garantir a padronização da operação do compressor. A Figura 3.1 fornece uma visão da bancada calorimétrica de ciclo quente utilizada neste trabalho.



Figura 3.1 – Fotografia da bancada de ciclo quente.

O calorímetro de ciclo quente possui a característica de operar com o fluido refrigerante sempre na fase de vapor superaquecido (ISO 917). Esta característica da bancada não interfere em nada no comportamento do compressor, visto que o mesmo trabalha em condições de vapor superaquecido quando instalado em refrigeradores. A Figura 3.2 ilustra um diagrama comparativo de pressão-entalpia (p-h) para um ciclo convencional de refrigeração (1-2-3-4-1), enquanto que o ciclo de operação da bancada é apresentado pela sequência (1-2-A-B-C-D-1).

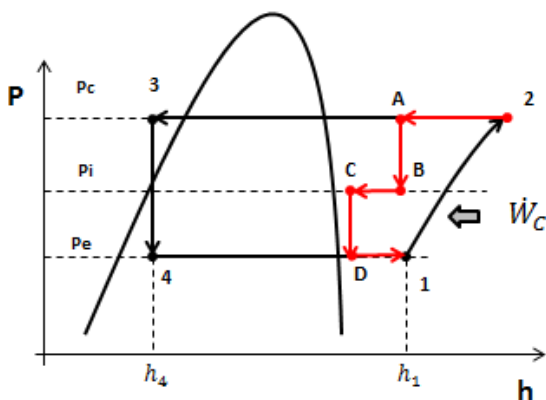


Figura 3.2 – Diagrama pressão-entalpia ilustrando o ciclo padrão de refrigeração e o ciclo quente de bancada.

A maioria das bancadas de ciclo quente utiliza duas válvulas de expansão. O objetivo é fornecer uma pressão intermediária para facilitar a estabilização das pressões de sucção e descarga. Assim, a linha de pressão intermediária atua como um atenuador das instabilidades associadas às linhas de descarga e de sucção.

No calorímetro, além das válvulas de controle de expansão e do compressor, há também outros instrumentos essenciais para o controle e aquisição dos parâmetros de teste. Esses equipamentos são responsáveis por medir vazão de fluido refrigerante, temperaturas, pressões e consumo de energia do conjunto compressor e inversor. A Figura 3.3 apresenta um esquema do circuito da bancada de ciclo quente.

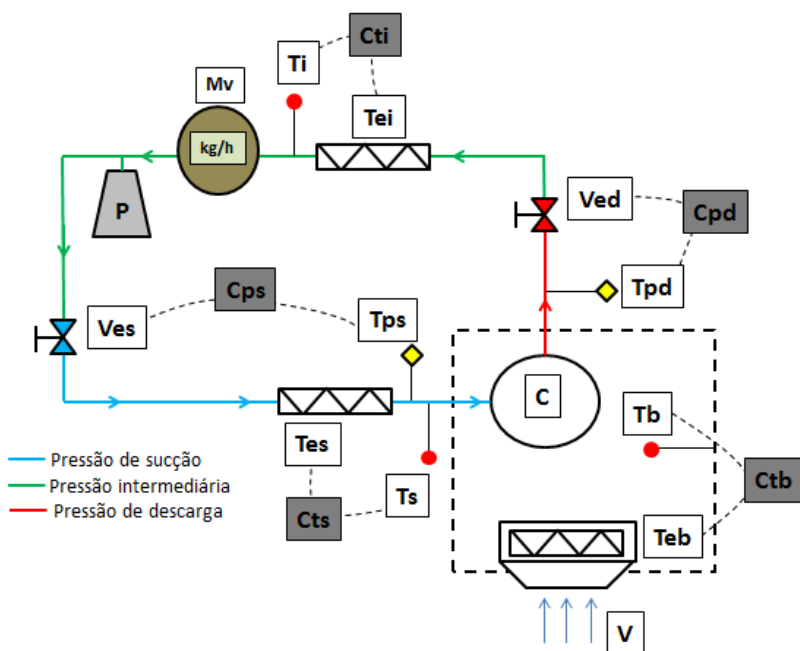


Figura 3.3 – Esquema do circuito da bancada de ciclo quente.

Como forma de entender o circuito da bancada, as seguintes legendas são adotadas:

- C – Compressor.
- V – Ventilador do BOX.
- Tb – Termoresistência do BOX.
- Teb – Resistência elétrica do BOX.
- Ctb – Controlado PID da temperatura do BOX.
- Tpd – Transdutor de pressão da linha de descarga.
- Ved – Válvula de expansão da linha da descarga.
- Cpd – Controlador PID da pressão da linha de descarga.
- Tei – Resistência elétrica da linha intermediária de pressão.
- Ti – Termoresistência da linha intermediária de pressão.
- Cti – Controlador PID da temp. da linha intermediária de pressão.
- Mv – Medidor de vazão mássica.
- P – Reservatório da linha intermediária.

- Ves – Válvula de expansão da linha de sucção.
- Tps – Transdutor de pressão da linha de sucção.
- Cps – Controlador PID da pressão da linha de sucção.
- Tes – Resistência elétrica da linha de pressão de sucção.
- Ts – Termoresistência da linha de pressão de sucção.
- Cts – Controlador PID da temp. da linha de pressão de sucção.

Como pode ser visto na Figura 3.3, o fluido refrigerante na forma de vapor superaquecido é aspirado pela linha de sucção do compressor. O compressor aumenta a pressão do gás e o descarrega em direção à válvula de expansão da linha de descarga, o qual passa por um processo de expansão atingindo a pressão intermediária. Na sequência, o fluido refrigerante passa pelo traceamento elétrico da linha intermediária e então pelo medidor de vazão de massa. Após isto, o fluido entra na válvula de expansão da linha de sucção e atinge a pressão de evaporação. Por fim, o vapor a baixa pressão é aquecido até atingir a temperatura ideal para ser levado novamente ao compressor, e assim, completar o ciclo da bancada.

Após apresentar um esquema do circuito da bancada, explica-se a seguir, de forma detalhada, os demais componentes instalados na mesma.

3.2 MEDIÇÃO E CONTROLE DE TEMPERATURAS

No ciclo da bancada há dois pontos essenciais para medição e controle da temperatura. O primeiro ponto (Ts) está localizado na linha de sucção (entrada do compressor) e o segundo (Ti), na linha intermediária de pressão, antes do medidor de vazão mássica.

A temperatura de entrada do compressor (Ts) é essencial para definir a condição de operação do teste, pois irá interferir de forma direta no desempenho do compressor.

O ponto Ti de temperatura irá controlar o estado termodinâmico no qual o gás entrará no medidor de vazão. Sua função é garantir que o escoamento de vapor não seja bifásico, evitando instabilidades na leitura da vazão de massa.

As temperaturas nos dois pontos indicados são medidas por termoresistências conectadas a controladores PID (*proportional – integral – derivative*), os quais têm o papel de ler a temperatura e compará-las com valores de *set-point* estabelecidos para a condição de teste. Caso a temperatura registrada esteja abaixo do valor necessário, um sinal enviado pelo controlador irá ativar a resistência elétrica com o objetivo de aquecer a região até atingir a temperatura desejada. O desligamento da resistência

elétrica pode ocorrer caso a temperatura esteja acima da especificada, ou também para reduzir a temperatura na região. A Figura 3.4 ilustra os detalhes da resistência elétrica e das termoresistências.

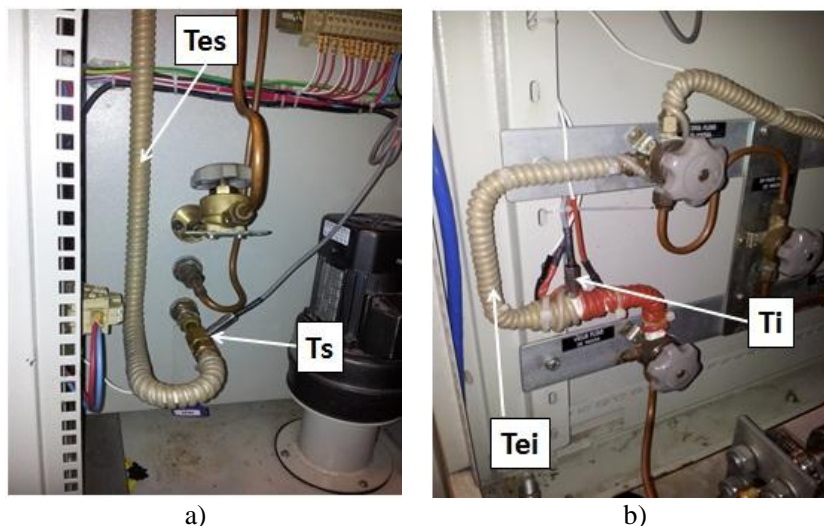


Figura 3.4 – (a) Foto da resistência (Tes) e da termoresistência (Ts) para a entrada do compressor, (b) foto da resistência (Tei) e da termoresistência (Ti) na entrada do medidor de vazão mássica.

3.3 MEDIÇÃO E CONTROLE DE PRESSÕES

As pressões, de forma análoga às temperaturas, são medidas com transdutores de pressão instalados também nas linhas de sucção e de descarga. Essas informações são levadas até os controladores PID, os quais comparam os valores de pressão registrados nas linhas com os valores de pressão definidos para o teste (*set-point*). A Figura 3.5(a) apresenta os transdutores de pressão de sucção (Tps) e descarga (Tpd).

Atuadores acoplados às válvulas de expansão da linha de sucção e da linha da descarga são acionados pelos controladores PID de forma a ajustar o valor da pressão nas tubulações. A Figura 3.5(b) apresenta uma foto das válvulas de expansão das linhas de sucção (Ves) e de descarga (Ved), juntamente com os atuadores.

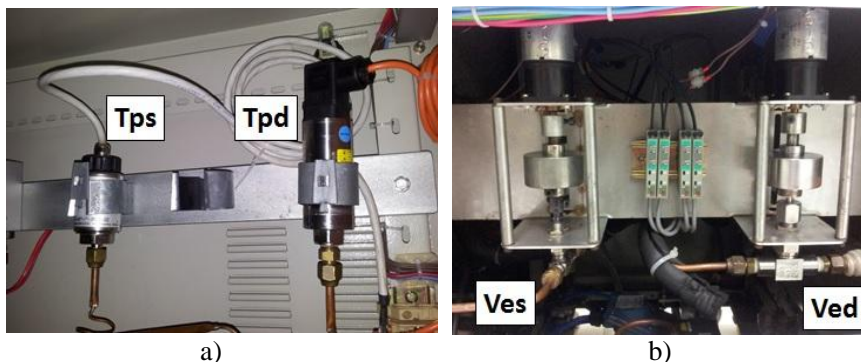


Figura 3.5 – (a) Foto do transdutor de pressão da linha de sucção (Tps) e descarga (Tpd), (b) foto das válvulas de expansão da linha de sucção (Ves) e da linha de descarga (Ved).

3.4 MEDIÇÃO DA VAZÃO DE MASSA

A vazão de massa fornecida pelo compressor na bancada de ciclo quente é medida por um sensor do tipo Coriolis (marca Micro Motion / modelo CMF010M313NU). Esse equipamento é composto pelo sensor de vazão e por uma unidade eletrônica. A unidade eletrônica interpreta o sinal do sensor e transmite para o computador central da bancada, via sinal digital, a vazão mássica (kg/h) na bancada. A Figura 3.6 ilustra o sensor (a) e a unidade eletrônica (b) do medidor de vazão.



Figura 3.6 – Foto do medidor de vazão mássica: (a) sensor, (b) unidade eletrônica.

3.5 SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DO INVERSOR VCC

O compressor utilizado neste trabalho é do tipo VCC, exigindo um inversor de frequência para a variação de sua velocidade. A fim de facilitar o seu manuseio nos testes, o inversor usado na bancada de ciclo quente não possui as características de funcionamento idênticas às encontradas nos inversores de refrigeradores domésticos.

Para a alimentação do inversor é usada uma fonte de tensão modelo 1251RP da empresa California Instruments, com tensão fixa de 220 V de entrada e frequência de operação de 60 Hz.

Visto que se trata de um compressor de velocidade variável (VCC), a velocidade de operação é um parâmetro de entrada para a condição de teste. Assim, deve-se usar um gerador de função acoplado ao inversor de testes para fornecer a velocidade de operação em que o compressor será testado na bancada. O gerador de função consiste em um circuito eletrônico desenvolvido pela empresa EECON (*Embraco Eletronic Components*) e utilizado somente para testes da empresa, não sendo comercializado.

3.6 MEDIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA

A potência elétrica consumida pelo compressor e pelo inversor é medida por um wattímetro da empresa Yokogawa, modelo WT130. Este aparelho possui a característica de medir tensão, corrente, ângulo de fase e potência consumida pelo conjunto em análise. Os valores lidos pelo aparelho são enviados na forma de sinal digital para armazenagem no computador central da bancada de ciclo quente.

3.7 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SECUNDÁRIO

Outra temperatura de grande importância na bancada é a temperatura do BOX, ambiente onde fica instalado o compressor. Uma termoresistência monitora esta temperatura e com a ajuda de um sistema de refrigeração secundário impõe a temperatura do ambiente desejada para o teste. A Figura 3.7 mostra uma vista interna do BOX da bancada de ciclo quente, com a indicação do posicionamento da termoresistência de controle.

O sistema de refrigeração secundário é composto por um compressor, um condensador, um evaporador, um tubo capilar e um conjunto de resistências elétricas acopladas ao evaporador. Esse sistema de refrigeração possui o papel de controlar a temperatura ambiente do BOX. Quando a temperatura do ambiente está abaixo da ideal, um sinal é enviado para o desligamento do sistema secundário e as resistências são ativadas, na

situação onde a temperatura está acima da desejada, o sistema é ativado e a resistência desligada.

Para impor um contínuo escoamento de ar no interior do BOX, conforme estabelecido em norma, um ventilador é utilizado. Contudo, a fim de impedir que o jato de ar incida de forma direta no compressor, um difusor de ar é instalado no BOX, como pode ser visto na Figura 3.7.

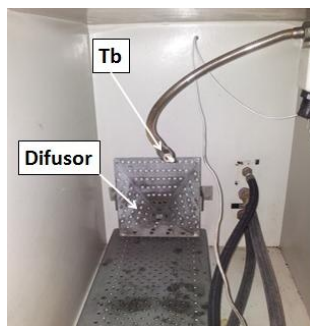


Figura 3.7 –BOX da bancada de ciclo quente e da termoresistência (Tb).

3.8 SISTEMA DE CONTROLE E AQUISIÇÃO DE SINAIS

A banda de ciclo quente opera por controladores PID, os quais são fundamentais para que a bancada opere automaticamente. Os controladores utilizados na bancada são do modelo Euroterm 2416 para os transdutores de pressão (sucção e descarga), e modelo Euroterm 2216e para todas as termoresistências.

Para o registro de dados, a bancada conta com um computador Pentium D 3,4 GHz, com 3 GB de memória RAM. Além disto, a bancada possui um conversor de sinal analógico-digital e um sistema de aquisição de dados, desenvolvido com o uso de bibliotecas *Labview*. Neste sistema de aquisição, todos os dados dos controladores e instrumentos de medição são armazenados e tratados depois de cada teste, como será visto na sequência.

3.9 INSTRUMENTAÇÃO DO COMPRESSOR

O compressor escolhido para os testes é fabricado pela empresa Embraco, sendo um modelo de alta eficiência destinado aos mercados europeu e asiático. Este compressor opera com fluido refrigerante R-600a (Isobutano) e com óleo lubrificante ISO5. Além disto, seu deslocamento volumétrico é de 9,0 cm³ e sua velocidade de operação é variável entre 1200 e 4500 rpm. A escolha deste compressor se deve ao objetivo de

investigar a transferência de calor no filtro de sucção em diferentes condições de vazão. A seguir, apresentam-se a descrição e instrumentação dos sensores de temperatura e de fluxo de calor utilizados no compressor.

3.9.1 Sensor de temperatura e de fluxo de calor

As temperaturas em posições específicas dentro do compressor são medidas com termopares dos tipos T (cobre-constantan) e K (cromel-alumel) fornecidos pela OMEGA com suas respectivas curvas de calibração.

Sensores de fluxo de calor vem sendo aplicados de forma mais intensa em compressores como, por exemplo, em Dutra (2008) e Silva (2012). O funcionamento de um sensor de fluxo de calor (SFC) é baseado em uma termopilha, ou seja, uma união em série de termopares com o objetivo de gerar uma tensão devido a um fluxo de calor que atravessa a sua estrutura, como é ilustrado na Figura 3.8.

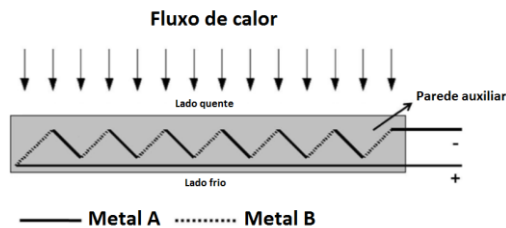


Figura 3.8 – Ilustração do esquema de um sensor de fluxo de calor, adaptado de Dutra (2008).

A sensibilidade S de um sensor de fluxo de calor pode ser obtida da seguinte equação:

$$S = \frac{E}{q''} = \frac{n_{TD} e_{SFC} \alpha}{k_{SFC}} \quad (3.1)$$

em que E é a diferença de potencial gerada pelo sensor, q'' é o fluxo de calor que atravessa o sensor, n_{TD} é o número de termopares, k_{SFC} é a condutividade térmica do meio onde a termopar está inserido, e_{SFC} é a espessura do SFC e α é diferença do poder termoelétrico entre os dois metais do sensor.

A sensibilidade S é diretamente proporcional ao número de termopares associados em série, à espessura do sensor e à diferença de

poder termoeletrico, mas inversamente proporcional à condutividade térmica do sensor.

Guths *et al.* (1995) mostra que os termopares que compõe a estrutura do SFC podem ser agrupados de duas maneiras em relação ao plano de medição de fluxo de calor: gradiente de temperatura transversal ou gradiente de temperatura tangencial.

Para os SFC com gradiente transversal, a junção está localizada de maneira intercalada nas superfícies superior e inferior do sensor, de forma que a temperatura é medida em um plano transversal ao plano de medição do fluxo de calor, como pode ser visto na Figura 3.9.

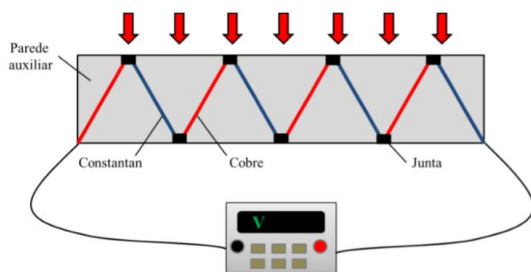


Figura 3.9 – SFC a gradiente transversal de temperatura, extraído de Silva (2012).

No segundo tipo de sensor de fluxo de calor, a termopilha possui a capacidade de medir um gradiente tangencial de temperatura em relação ao plano de medição do fluxo de calor, como ilustrado na Figura 3.10

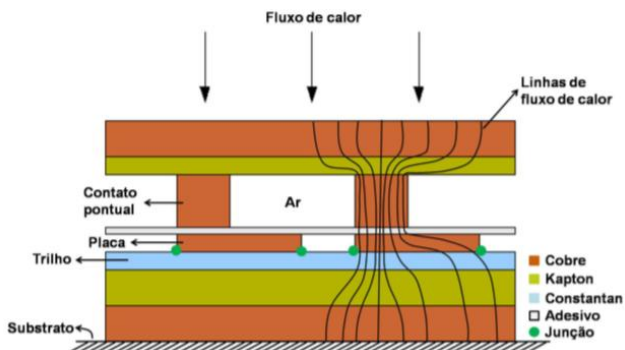


Figura 3.10 – Esquema de um SFC a gradiente tangencial de temperatura, extraído de Dutra (2008).

No presente trabalho, os sensores de fluxo de calor foram adquiridos da OMEGA. Esses sensores apresentam espessura de 0,18 mm e superfície padronizada com dimensões de 28,5 mm por 35,1 mm. Além disso, este modelo de sensor possui também um termopar tipo K em sua estrutura para obter a temperatura da superfície na qual o fluxo de calor é medido. O valor da sensibilidade de cada SFC é fornecido para uma temperatura referência e uma curva de correção desse valor é, fornecida quando o SFC é usado em temperaturas diferentes.

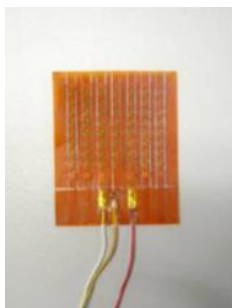


Figura 3.11 – Sensor de fluxo de calor da OMEGA utilizado neste trabalho.

3.9.2 Instrumentação no interior da carcaça e no estator

Visto que o objeto de estudo deste trabalho é o filtro de sucção, um conjunto de termopares foi instalado em pontos específicos na sua proximidade. Desta forma, a carcaça do compressor foi instrumentada com três termopares principais (ci1, ci2 e ci3), conforme indicado na Figura 3.12. O objetivo desses termopares é obter a temperatura do ambiente frontal na qual o filtro de sucção está inserido. Outros três termopares de auxílio (ci4, ci5 e ci6) foram também instalados para monitoramento nos testes.

O termopar ci4 registra a temperatura no passador de sucção e os termopares ci5 e ci6 medem as temperaturas dos ambientes direito e esquerdo do compressor. Vale ressaltar que os termopares ci1, ci2 e ci3 estão localizados no espaço disponível entre a parede da carcaça e a parede do filtro de sucção. Uma vez que esse espaço é muito pequeno, a cada teste realizado os termopares ali instalados eram verificados visualmente quanto aos seus corretos posicionamentos dentro da carcaça.

A região junto ao outro lado do filtro de sucção está localizada a apenas 2 mm de distância da parede do estator do motor elétrico. Como forma de contornar esse problema de espaço limitado, adotou-se neste

trabalho a mesma estratégia apresentada em Dutra (2008), fixando-se um termopar na região central da parede do estator, como ilustra a Figura 3.13.

Embora a Figura 3.13 mostre outros termopares instalados em outras posições do estator e do bloco, as leituras desses termopares não foram utilizadas no presente trabalho.

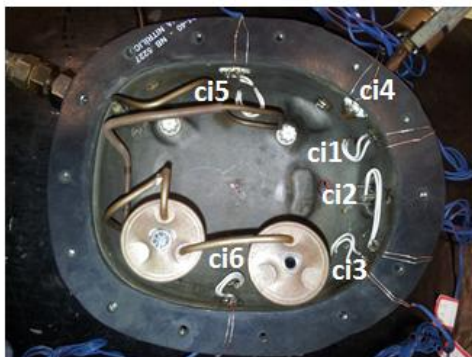


Figura 3.12 – Instrumentação de termopares na carcaça: Ci1 – ambiente frontal direito; Ci2 – ambiente frontal meio; Ci3 – ambiente frontal esquerdo; Ci4 – passador de sucção; Ci5 – ambiente direito; Ci6 – ambiente esquerdo.



Figura 3.13 – Instrumentação da parede do estator.

Como forma de visualizar e entender a instrumentação utilizada neste trabalho, a Figura 3.14 ilustra um esquema da instrumentação do ambiente externo ao filtro de sucção. Neste esquema há a representação das diferentes fontes de calor na qual o filtro de sucção está exposto, dentre está a tampa do cilindro, do bloco, do estator, da carcaça e do óleo.

Além de utilizar termopares, o filtro de sucção recebeu a instrumentação de sensores de fluxo de calor (SFC), como será visto na sequência.

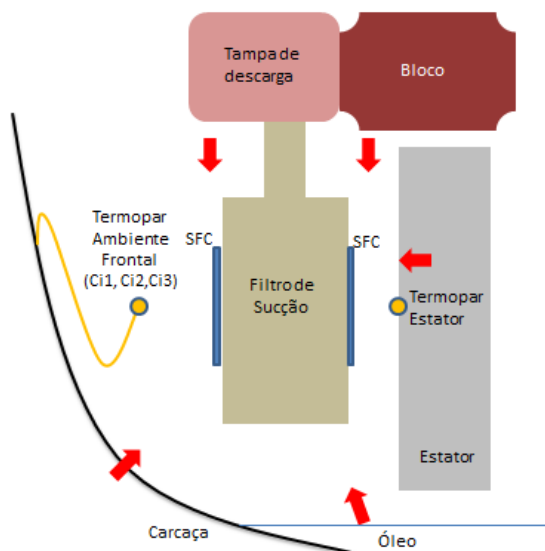


Figura 3.14 – Esquema da instrumentação para obter as temperaturas do ambiente externo ao filtro de sucção.

3.9.3 Instrumentação do filtro de sucção

O filtro de sucção utilizado neste trabalho apresenta a característica de utilizar somente dois componentes para a sua formação. Cada componente é fabricado de material polimérico e ambos são unidos por uma cinta plástica moldável termicamente. Apesar de ser formado por somente dois componentes, este filtro apresenta a característica de formar um arranjo de três tubos e dois volumes quando as peças são unidas. No momento em que as peças são colocadas juntas, um encaixe perfeito é obtido, e com isto, ocorre a formação da divisória interna, a qual proporciona a criação dos dois volumes. A Figura 3.15(a) e (b) apresenta a vista do filtro de sucção com suas respectivas peças e a Figura 3.16 apresenta o filtro de sucção aberto com a identificação das regiões dos tubos e dos volumes.

O fluido refrigerante entra no filtro de sucção pelo tubo 1, na sequência, ocupa o espaço determinado pelo volume 1. Logo depois, por meio do tubo 2 tem acesso ao volume 2 do filtro. Por fim, entra pelo tubo 3 até atingir a câmara de sucção e posteriormente para a câmara de compressão.

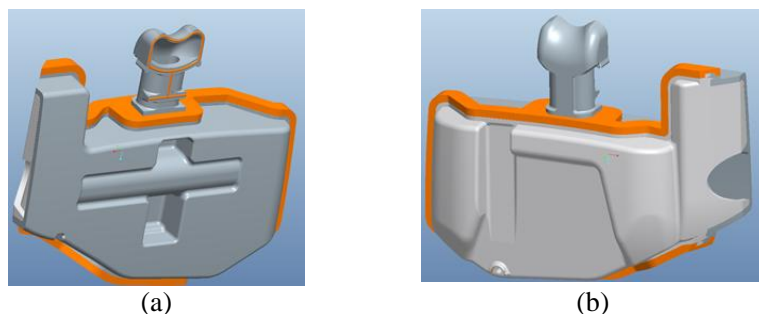


Figura 3.15 – Filtro acústico de sucção. (a) Componente posterior. (b) componente frontal.

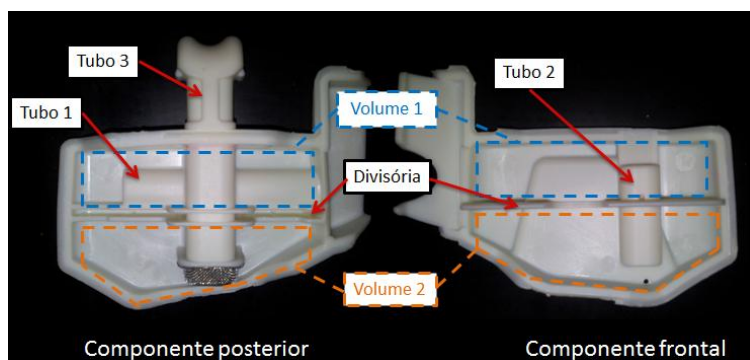


Figura 3.16 – Tubos e volumes do filtro acústico de sucção.

Devido a grande quantidade de medições de interesse, optou-se por realizar a instrumentação em dois grupos de filtros de sucção (A e B). O primeiro grupo inclui somente a instrumentação de termopares, enquanto que o segundo tem a instrumentação de termopares e sensores de fluxo de calor. No total, seis réplicas do filtro de sucção foram instrumentadas neste trabalho.

O primeiro grupo de filtros de sucção (A) possui termopares instalados tanto nas paredes externas como no escoamento interno de gás refrigerante no filtro. A Figura 3.17 mostra as posições dos termopares na parede externa e a Figura 3.18 apresenta um esquema dos termopares no ambiente interno do *muffler*. A utilização deste esquema se deve ao fato da difícil caracterização do escoamento ao longo do filtro de sucção, desta forma, optou-se por apresentar a os tubos e volumes de forma sequenciada para melhor compreensão.

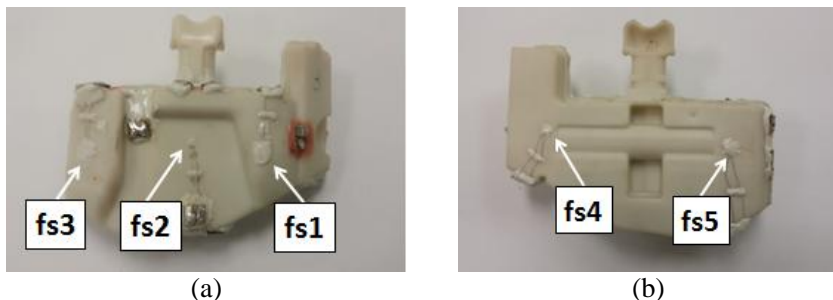


Figura 3.17 – Instrumentação de termopares do grupo A de filtros. (a) Parede externa frontal: fs1 - posição direita; fs2 - posição intermediária; fs3 - posição esquerda. (b) parede externa posterior: fs4 - posição direita; fs5 - posição esquerda.

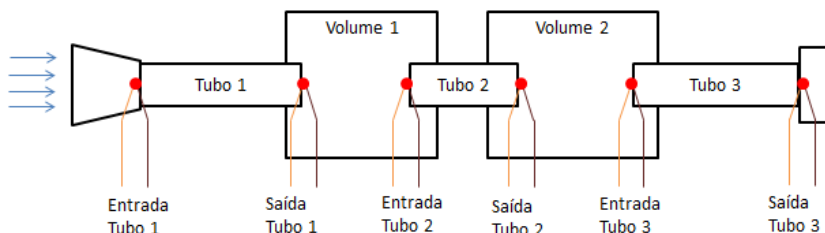


Figura 3.18 – Esquema da instrumentação interna do filtro de sucção.

O segundo grupo de filtros de sucção (B) apresenta a instrumentação dos sensores de fluxo de calor (SFC) na parede externa, termopares na parede externa e termopares no escoamento interno do gás. Devido ao tamanho reduzido do filtro de sucção, somente dois sensores de fluxo de calor foram instrumentados nos dois lados do filtro (frontal e posterior), como mostra a Figura 3.19.

Além dos sensores, os termopares externos de parede e internos do escoamento também foram instalados com o objetivo de manter o mesmo padrão de instrumentação do primeiro grupo de filtros (A).

Os SFCs foram fixados na superfície do filtro com o auxílio da cola OMEGABOND 101 fornecida pela empresa OMEGA, a qual não é reagente com o gás e o óleo do compressor e pode ser submetida a uma ampla faixa de temperaturas. O fabricante informa que a cola apresenta uma condutividade térmica igual $1,2 \text{ W/(m}^\circ\text{C)}$.

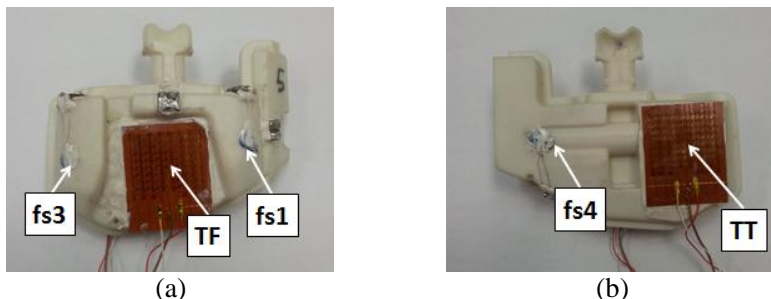


Figura 3.19 – Instrumentação de SFC e termopares do grupo B de filtros. (a) Parede externa frontal: fs1 - posição direita; TF - transdutor frontal; fs3 - posição esquerda. (b) parede externa posterior: fs4 - posição direita; TT – transdutor posterior.

3.9.4 Aspectos críticos da instrumentação

Dutra (2008) e Silva (2012) destacam aspectos críticos observados na etapa de instrumentação. Como a instrumentação de um compressor é extremamente intrusiva, termopares e SFCs requerem cuidados especiais em suas instalações.

Além do papel de fixação do SFC, a camada de cola epóxi é utilizada como forma de evitar uma resistência de contato entre o sensor e a superfície de medição. Isto é particularmente importante para o sensor utilizado neste trabalho, pois sua superfície apresenta ranhuras, fruto do processo de fabricação. Assim, tais ranhuras devem ser preenchidas de forma com cola para evitar o aprisionamento de pequenas bolsas de ar. A característica de isolante térmico do ar aprisionado pode induzir desvios das linhas de fluxo de calor no sensor e, com isto, leituras erradas do sensor.

Do mesmo modo que a presença da cola é necessária, uma camada muito espessa também pode ser prejudicial, pois geraria acréscimo significativo na resistência térmica de condução, descaracterizando o fluxo local de calor. Deve ser também destacado que a presença do SFC sobre uma superfície pode também afetar o escoamento do fluido na região e, assim, interferir na transferência convectiva de calor.

De forma geral, um problema encontrado com a instrumentação de SFCs e termopares é a presença de fios no interior do compressor. O ambiente interno do compressor, geralmente, apresenta uma névoa formada pela mistura de gás e óleo, e a presença de fios neste interior é capaz de alterar o caminho natural do escoamento de óleo e até mesmo intensificar a troca térmica em algum ponto. Por este motivo, os fios de termopares e SFCs são cuidadosamente posicionados para evitarem esse problema.

Outro ponto relevante na instrumentação de compressores é a adição de flanges na estrutura da carcaça. Diferentemente dos compressores produzidos em uma linha de fabricação, os compressores instrumentados necessitam de um elemento de borracha entre os flanges para o fechamento hermético da carcaça (Figura 3.20). Devido a suas características, a borracha apresenta uma excelente vedação à medida que se apertam os parafusos dos flanges, porém apresenta uma grande deformação. Do mesmo modo que a presença dos fios no interior pode alterar o escoamento, a deformação em excesso da borracha para dentro do compressor pode ocasionar alterações no escoamento e na transferência de calor. Neste trabalho, o tamanho dos flanges de borracha foi dimensionado para evitar este problema.

O posicionamento dos termopares nas diferentes regiões do filtro de sucção também é importante, uma vez que pequenos erros de posicionamento podem gerar diferenças significativas no resultado final. Além disto, as trocas dos grupos A e B de filtros de sucção requerem a retirada do conjunto mecânico inteiro de dentro da carcaça, podendo alterar o posicionamento dos termopares instalados nos diferentes ambientes, tal como aqueles no ambiente frontal mostrados na Figura 3.20.

Em compressores instrumentados pode haver também vazamento de gás pelos fios de termopares. Como a cavidade do compressor está geralmente com pressão inferior à pressão atmosférica, os fios dos termopares estão expostos a um gradiente de pressão que pode provocar vazamento de ar do ambiente externo para dentro da carcaça, através dos fios dos termopares. Embora pequeno, este vazamento gera instabilidades na pressão de sucção e inviabiliza os testes na bancada de ciclo quente. Assim, torna-se necessária a completa limpeza na bancada e o reinício dos testes toda vez que este problema ocorre. Um modo simples e eficaz de evitar esse problema é a retirada do isolante plástico dos fios na região do flange de borracha, como ilustra a Figura 3.20.

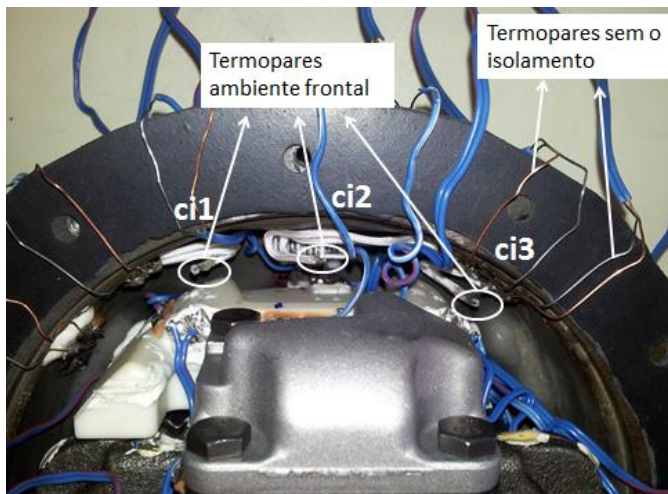


Figura 3.20 – Detalhe da instrumentação de termopares

Por fim, embora não relacionado à instrumentação do compressor, o volume de óleo utilizado afeta de forma direta a transferência de calor dentro no compressor. Para cada modelo de compressor, um volume de óleo é recomendado por critérios de projeto. Caso o volume usado seja em excesso, a parte inferior das bobinas do motor elétrico entrará em contato com o óleo, facilitando a troca de calor entre o motor e o óleo. Como consequência, o óleo com temperatura mais elevada provocará um superaquecimento nos demais componentes do compressor. Caso o volume do óleo seja inferior ao recomendado, haverá falta de lubrificação e um aquecimento não desejado ocorrerá devido ao contato mecânico em partes móveis. Em função dos aspectos supracitados, o volume do óleo foi verificado e corrigido em cada bateria de testes.

3.10 PROCEDIMENTO DE TESTES

3.10.1 Preparação da bancada

Antes de inserir o compressor na bancada de ciclo quente e iniciar os testes, o mesmo é conectado a uma bomba de vácuo pelo passador de sucção. Os passadores de descarga e de processo são conectados fazendo um *by-pass* entre a carcaça do compressor e a linha de descarga, gerando um circuito único para a pressão de vácuo. Após esta etapa, a bomba de

vácuo é acionada até que a pressão igual a 0,08 milibar seja atingida no interior do compressor.

Quando a pressão de vácuo desejada é alcançada, a bomba de vácuo é isolada através de uma válvula gaveta na linha de sucção, e a linha de fluido refrigerante é aberta. Devido à diferença de pressão entre os o reservatório de fluido refrigerante e o ambiente interno do compressor, ocorrerá uma equalização de pressão próxima de 3,5 bar entre os dois volumes. Neste momento, o compressor é fechado e levado para ser conectado à bancada de ciclo quente.

Destaca-se também que a massa de fluido refrigerante carregada no compressor pode apresentar variações durante o processo de carga. De certa forma, isto não afeta os resultados em bancada, visto que na bancada de ciclo quente há um reservatório de fluido refrigerante na linha intermediária de pressão. Dessa forma, eventuais variações de massa de refrigerante no processo de carga são absorvidas por este pulmão.

Uma vez conectado à bancada de ciclo quente, iniciam-se os testes experimentais do compressor. Contudo, antes de acionar o compressor, verificam-se a fonte de tensão e a frequência de acionamento de entrada e de saída do inversor. O computador da bancada de ciclo quente é ativado e o programa de aquisição de dados é acionado, com a introdução de parâmetros e tolerâncias dos testes conforme ISSO 917.

Tabela 3.1 – Tolerâncias aplicadas nos testes de bancada.

	Tolerância
Pressão de sucção	$\pm 1 \%$
Pressão de descarga	$\pm 1 \%$
Temperatura da linha de sucção	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Temperatura do BOX	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
Fluxo de massa	$\pm 1 \%$
Temperatura da linha intermediária	$\pm 1^{\circ}\text{C}$

3.10.2 Execução dos testes

O início do teste é estabelecido com leituras de dados da bancada e dos termopares e sensores de fluxo. O programa de aquisição da bancada realiza uma leitura a cada um segundo, mas somente armazena uma leitura a cada dez segundos. Também a cada dez segundos, o programa de aquisição de sinais faz a verificação de erros no teste, confrontando as

condições medidas com os valores definidos para o teste e suas tolerâncias. Caso algum dado de pressão, temperatura e fluxo de massa não atenda a tolerância estabelecida, o programa indica o desvio. À medida que o programa continua a aquisição e identifica que houve a correção dos desvios em um intervalo menor do que dez segundos, não se considera o desvio. Caso isto não ocorra, o programa indica o desvio em questão.

Para os testes deste trabalho, estabeleceu-se um máximo de cinco desvios consecutivos. Isto significa que o teste só será dito válido caso não se apresente cinco desvios consecutivos em um intervalo total de quarenta e cinco minutos.

No momento em que o compressor finaliza o teste em bancada de ciclo quente, o programa responsável pela leitura e armazenamento dos dados, calcula a média e desvios padrão das medições armazenadas durante os quarenta e cinco minutos em que o compressor operou de forma estabilizada. Os dados são gravados em um arquivo específico, com informações de capacidade, consumo e eficiência do compressor para a condição de operação testada, como ilustra a Figura 3.21.

The screenshot shows a software window titled "Results" with a "DAQ" logo. The main content is titled "Test Results" and contains several data tables and summary statistics.

Operator	Petrob
Request Number	BR201406358
Condition Number	CA15252
Comp. Number	265
Repetition	0

	AVERAGE	STD. DEV.
T. Box	32.0280	0.0968
T. Ent. MFM	64.9994	0.1733
T. Sucção	31.9955	0.0237
T. Corpo	42.6320	0.2211
P. Descarga	5.2987	0.0135
P. Sucção	0.5072	0.0009
Tensao	220.4000	0.0000
Corrente	0.1859	0.0004
Consumo	39.7823	0.0996
Vazao Massica	0.8864	0.0045

Capacity Calculated	82.6847
Samples	248.0000
Nom. Suction Press.	0.5082
Mass Flow	

At the bottom of the window are two buttons: "SAVE" and "CANCEL".

Figura 3.21 – Arquivo final de salvamento das informações e desvios padrão das condições da bancada.

Para os sinais dos diversos sensores de temperatura e de fluxo de calor no compressor, desenvolveu-se um programa de aquisição de dados

em *Labview*, configurado para gravar os dados a cada um segundo. No entanto, o registro de dados ocorre somente após o compressor atingir a estabilidade térmica, sendo então realizado por um período total de quinze minutos, totalizando novecentas leituras de medição.

Entende-se por estabilidade térmica a condição na qual nenhum componente do compressor tenha variação de 1°C ao longo de quarenta e cinco minutos de operação. Desta forma, somente quando atendidas as duas condições de regime estabilizado do perfil térmico e as condições de operação em bancada, os dados provenientes do compressor são registrados.

Como já mencionado, foram empregados seis filtros de sucção para a sequência de testes, com uma divisão de instrumentação em dois grupos (A e B). Para cada teste realizado com um determinado filtro, o compressor era aberto e o filtro de sucção alterado conforme a sequência da Tabela 3.2. Nesses testes, sempre se verificavam a carga de óleo e o posicionamento correto dos fios e termopares. Após a troca do filtro e a inspeção dos sensores e fios, o compressor era conectado à bomba de vácuo e na sequência à bancada de testes.

Tabela 3.2 – Sequência de medições.

Grupo de instrumentação	Filtro de sucção
Grupo A	Filtro de sucção 1
Grupo B	Filtro de sucção 2
Grupo A	Filtro de sucção 3
Grupo B	Filtro de sucção 4
Grupo A	Filtro de sucção 5
Grupo B	Filtro de sucção 6

3.10.3 Condições dos testes

Por se tratar de um compressor de velocidade variável, estabeleceram-se três velocidades de operação para os testes. Além disto, três condições de operação, representadas por temperaturas de evaporação e condensação, foram escolhidas para se avaliar todos os filtros. Essas condições de teste são indicadas na Tabela 3.3. As temperaturas do BOX e da linha de sucção foram fixadas em 32°C para todos os testes. Desta forma, considerando os seis filtros, as três condições de pressão e as três velocidades, realizaram-se um total de 54 testes na bancada de ciclo quente.

Tabela 3.3 – Condições de testes.

Velocidade [rpm]	Temperatura de evaporação [°C]	Temperatura de condensação [°C]
1200	-25,0	+40,0
2000	-25,0	+40,0
4000	-25,0	+40,0
1200	-25,0	+55,0
2000	-25,0	+55,0
4000	-25,0	+55,0
1200	-15,0	+40,0
2000	-15,0	+40,0
4000	-15,0	+40,0

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os principais resultados obtidos dos testes com o compressor instrumentado, bem como análises comparativas entre medições da transferência de calor no filtro de sucção e estimativas de correlações da literatura.

Como descrito no capítulo anterior, devido à grande quantidade de termopares e sensores de fluxo de calor, a instrumentação dos filtros de sucção foi dividida em dois grupos, A e B. Assim, mesmo sendo filtros geometricamente equivalentes, pequenas alterações no desempenho do compressor podem ser esperadas decorrentes da instrumentação.

4.1 DADOS DE DESEMPENHO DO COMPRESSOR

A análise da vazão de massa e da eficiência são parâmetros fundamentais para a seleção de compressores de refrigeradores. Baseado nesses dados, o projetista consegue estabelecer o melhor modelo de compressor para cada sistema de refrigeração.

A Tabela 4.1 apresenta os valores obtidos de vazão de massa e COP (Equação (1.1)) para cada velocidade e condição de operação do compressor. Esses resultados são médias dos parâmetros obtidos com os seis filtros de sucção, acompanhados de suas incertezas expandidas para um grau de 95% de confiança. Detalhes sobre a determinação de incertezas são apresentadas no Apêndice A.

Tabela 4.1 – Resultados de desempenho do compressor.

Velocidade [rpm]	$T_{\text{evap}}/T_{\text{cond}}$ [°C/°C]	$P_{\text{evap}}/P_{\text{cond}}$ [bar/bar]	\dot{m} [kg/h]	U_m 95%	COP [-]	U_{COP} 95%
1200	-25,0/+40,0	0,58/5,31	0,625	0,016	2,161	0,030
2000			1,119	0,059	2,189	0,055
4000			2,159	0,047	1,989	0,006
1200	-25,0/+55,0	0,88/7,72	0,549	0,035	1,680	0,041
2000			0,965	0,051	1,790	0,042
4000			1,955	0,060	1,711	0,011
1200	-15,0/+40,0	0,88/5,31	1,056	0,066	2,777	0,078
2000			1,879	0,051	2,832	0,031
4000			3,475	0,149	2,494	0,022

Uma forma usual e conveniente de analisar esses resultados é através de gráficos, relacionando vazão de massa (Figura 4.1) e COP (Figura 4.2) em função da velocidade e condição de operação. Como é possível notar na Figura 4.1, a vazão de massa apresenta uma variação quase linear com a velocidade do compressor. Também percebe-se que a vazão de massa é bastante influenciada pela pressão da linha de sucção. Nas condições de mesma pressão na linha de sucção, mas com diferentes pressões na linha de descarga, dadas pelas condições $(-25,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C})$ e $(-25,0^{\circ}\text{C}/+55,0^{\circ}\text{C})$, nota-se que a condição de maior pressão de descarga $(-25,0^{\circ}\text{C}/+55,0^{\circ}\text{C})$ resulta em menor vazão, devido ao maior aquecimento do gás no filtro de sucção e efeitos de expansão de volume morto.

Na Figura 4.2, observa-se um ponto de máxima eficiência próximo da região de 2000 rpm em todas as condições $T_{\text{evap}}/T_{\text{cond}}$. Isto é uma consequência da otimização de componentes do compressor, incluindo motor, eletrônica, mancais e cabeçote, para esta velocidade. De fato, este comportamento é característico de compressores de velocidade variável, em que a eficiência máxima é definida para alguma velocidade, de acordo com a necessidade do cliente.

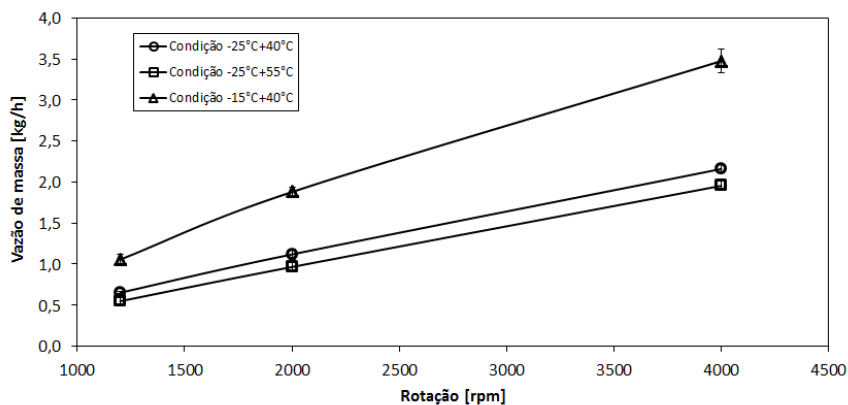


Figura 4.1 – Vazão de massa em função da velocidade do compressor.

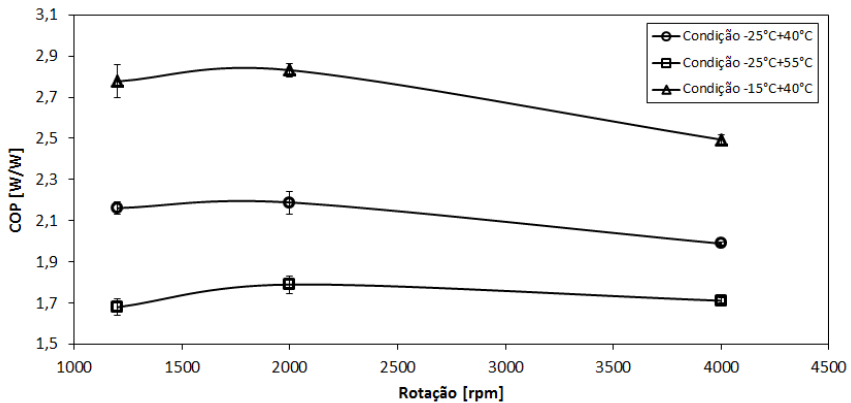


Figura 4.2 – Desempenho do compressor em função da velocidade de operação.

A partir dos resultados experimentais e das Equações (1.4) e (1.5), pode-se avaliar a eficiência volumétrica do compressor para os pontos medidos. Para esta análise, informações de volume deslocado, velocidade de operação, vazão de massa e densidade do gás na pressão e temperatura da linha de sucção são utilizadas. A Figura 4.3 apresenta o comportamento da eficiência volumétrica para cada condição de operação em função da velocidade. Da mesma forma como observado para o COP, a máxima eficiência volumétrica ocorre para a velocidade em torno de 2000 rpm.

Sob o aspecto da condição de operação, à medida que se eleva a pressão de sucção ou se reduz a pressão de descarga, a eficiência volumétrica aumenta, independente da velocidade de operação. Para entender isto, define-se a razão de pressão (RP) como a razão entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação, ou seja:

$$RP = \frac{p_{cond}}{p_{evap}} \quad (4.1)$$

Para as condições de operação analisadas neste trabalho, a Tabela 4.2 apresenta as respectivas razões de pressão. A Figura 4.4 apresenta a eficiência volumétrica em função da razão de pressão para cada velocidade do compressor. Como indicado anteriormente, a máxima eficiência volumétrica ocorre em 2000 rpm, devido à otimização do compressor para esta velocidade. Percebe-se também que para uma mesma velocidade, a eficiência volumétrica diminui à medida que a razão de pressão aumenta.

Este efeito pode ser explicado pelo efeito negativo do volume morto sobre a eficiência volumétrica, o qual aumenta com a razão de pressão.

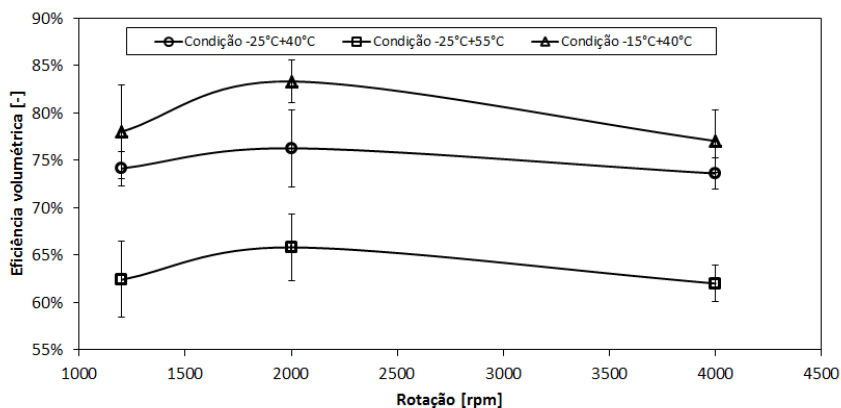


Figura 4.3 – Eficiência volumétrica em função da velocidade de operação.

Tabela 4.2 – Condições de testes (R-600a).

$T_{\text{evap}}(p_{\text{evap}})$	$T_{\text{cond}}(p_{\text{cond}})$	$RP[-]$
-15,0°C (0,88 bar)	+40,0°C (5,31 bar)	5,98
-25,0°C (0,58 bar)	+40,0°C (5,31 bar)	9,13
-25,0°C (0,58 bar)	+55,0°C (7,72 bar)	13,28

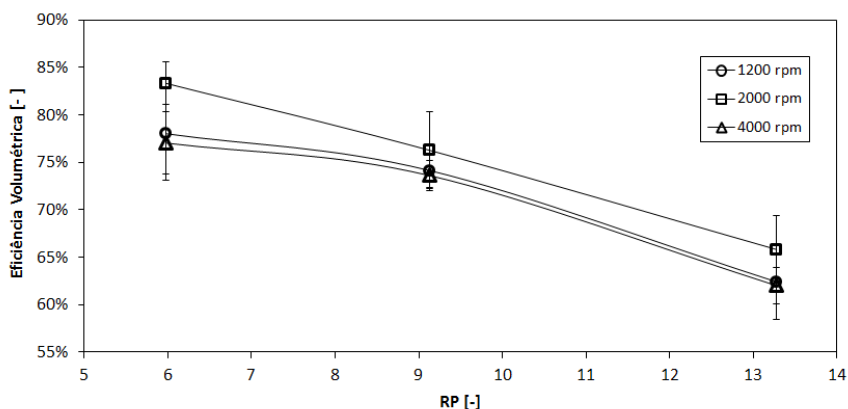


Figura 4.4 – Eficiência volumétrica em função da razão de pressão.

A Figura 4.5 ilustra outra forma de analisar a eficiência volumétrica em função da pressão de evaporação. O comportamento da eficiência volumétrica em compressores recíprocos tende a ser linear conforme aumenta a pressão de condensação e diminui a pressão de evaporação, este tipo de comportamento é bem conhecido no ramo de compressores.

Além disto, com o auxílio da Figura 4.6, pode-se concluir que a vazão de massa é muito dependente da pressão de evaporação. Ou seja, quanto maior a pressão da linha de sucção, maior é a densidade do fluido refrigerante e, como consequência, maior será a massa em circulação. Desta forma, uma vez que a pressão de sucção para $T_{\text{evap}} = -15,0^{\circ}\text{C}$ é maior do que aquela para $T_{\text{evap}} = -25,0^{\circ}\text{C}$, o mesmo acontece com a vazão. Porém, nas condições com a mesma pressão na linha de sucção ($-25,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C}$) e ($-25,0^{\circ}\text{C}/+55,0^{\circ}\text{C}$), percebe-se uma queda na vazão mássica à medida que se aumenta a pressão de descarga, ou seja, a razão de pressão RP de 9,13 ($-25,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C}$) para 13,28 ($-25,0^{\circ}\text{C}/+55,0^{\circ}\text{C}$). Em outras palavras, esta queda está diretamente relacionada à queda da eficiência volumétrica provocada pelo aumento da RP devido ao aumento da pressão de descarga.

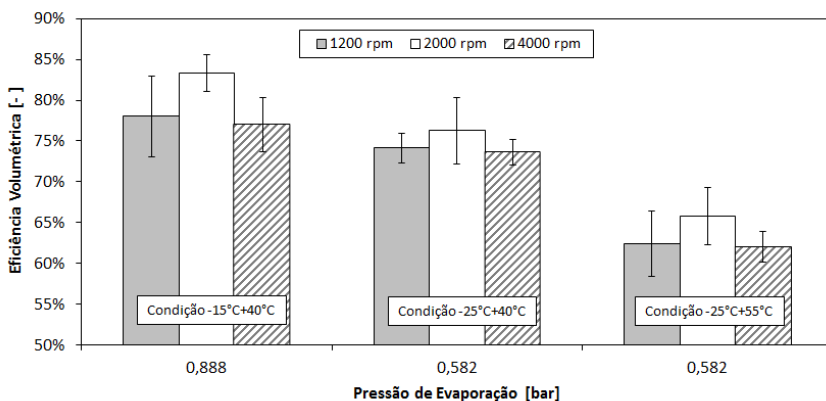


Figura 4.5 – Eficiência volumétrica em função da pressão de evaporação para as três condições de operação.

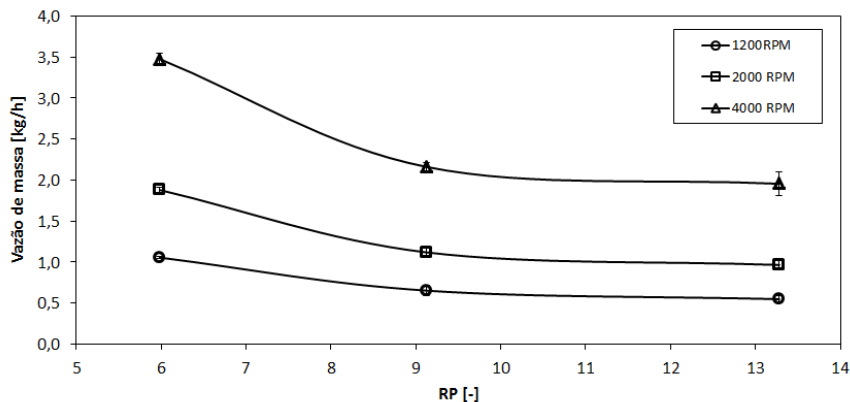


Figura 4.6 – Vazão de massa em função da razão de pressão.

À medida que se aumenta a velocidade do compressor, aumenta-se também a potência de compressão do gás e, com isto, um superaquecimento maior ocorre no compressor. Além disto, motor, mancais e eletrônica também aumentam suas perdas e favorecem o superaquecimento. Quanto maior for o superaquecimento, menor será a eficiência volumétrica e, como consequência, menor será a vazão de massa. Deve ser destacado que outros fatores, tais como refluxo e vazamento, também contribuem na redução da eficiência volumétrica do compressor.

4.2 MEDIÇÕES DE TEMPERATURA E FLUXO DE CALOR

Como descrito no capítulo 3, diversos termopares e sensores de fluxo de calor foram utilizados em diferentes regiões do filtro de sucção e da carcaça. Como forma de organizar as informações obtidas dessas medições, os resultados de temperatura no interior do filtro são apresentados sequencialmente ao longo do caminho do gás, representando a média das medições em seis filtros dentro de intervalos de confiança de 95%.

As temperaturas do gás refrigerante ao longo do filtro de sucção, conforme instrumentação indicada na Figura 3.18, são apresentadas nas Figuras 4.7 a 4.9, para as três razões de pressão e três diferentes velocidades.

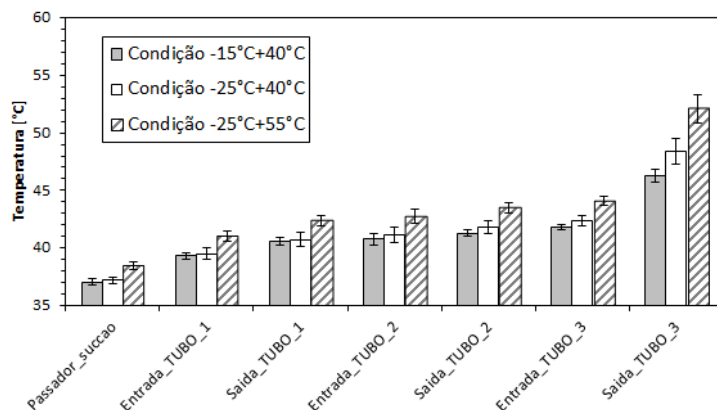


Figura 4.7 – Temperaturas do fluido no filtro de sucção; 1200 rpm.

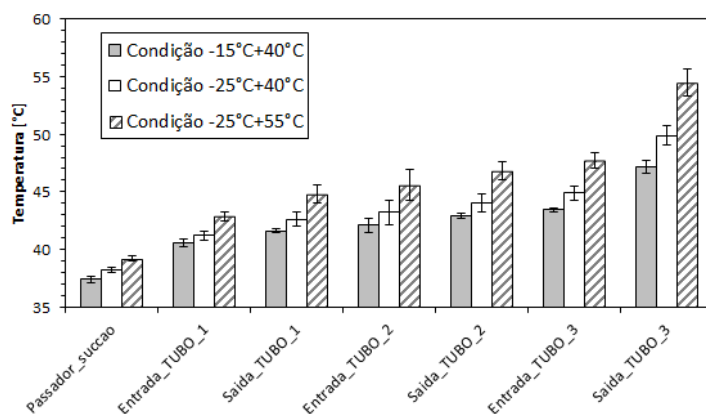


Figura 4.8 – Temperaturas do fluido no filtro de sucção; 2000 rpm.

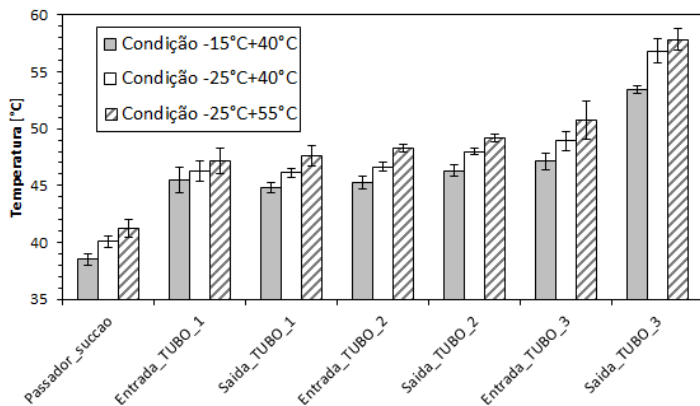


Figura 4.9 – Temperaturas do fluido no filtro de sucção; 4000 rpm.

Observa-se nas Figuras 4.7 a 4.9 que a temperatura do gás aumenta ao longo do filtro de sucção devido ao aquecimento do gás em contato com paredes quentes no filtro. Percebe-se também que o maior aquecimento do gás ocorre no tubo 3, local onde o gás entra em contato com a temperatura elevada do cabeçote localizado junto à tampa do cilindro (câmara de compressão).

Em um processo de compressão, quanto maior for a temperatura inicial de compressão de um gás, maior será a temperatura final do gás comprimido e dos componentes internos do compressor. Com o auxílio das Figuras 4.7 a 4.9 fica evidente que as temperaturas no filtro aumentam com a razão de pressão. Além disto, as irreversibilidades no compressor, tais como atrito em mancais, aumentam com a velocidade do compressor. Este é o motivo pelo qual as temperaturas são mais elevadas nas maiores velocidades. Assim, tanto o aumento da razão de pressão como o aumento da velocidade de operação aumentam o aquecimento do gás no filtro de sucção, reduzindo o COP e a eficiência volumétrica.

Utilizando as temperaturas do fluido refrigerante indicadas nas Figuras 4.7 a 4.9, e considerando que a pressão da linha de sucção se mantém praticamente constante ao longo do filtro de sucção, pode-se obter as propriedades do fluido refrigerante ao longo do escoamento. Com o auxílio do *software* EES, avaliou-se a entalpia específica em cada ponto de medição de temperatura e, com base nesses valores, obteve-se variação total de entalpia específica entre a entrada e a saída do filtro de sucção apresentada na Figura 4.10.

Como esperado, a condição $-15,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C}$ apresenta a menor variação de entalpia específica comparada as demais condições, pois

apresenta as menores variações de temperatura, conforme indicado nas Figuras 4.7 a 4.9. Como esperado, a condição $-25,0^{\circ}\text{C}/+55,0^{\circ}\text{C}$ apresenta a maior variação de entalpia devido ao aumento maior de temperatura do gás no filtro. Esta variação não fica muito evidente para a velocidade de 4000 rpm, um aspecto que não pode ser facilmente explicado.

Outra forma de visualizar a variação de entalpia específica no filtro de sucção é por meio de um diagrama pressão entalpia, representado na Figura 4.11. Nesta, a condição $-25,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C}$ em 4000 rpm é representada e como pode ser interpretado, o superaquecimento ocorre deste a entrada do passador de sucção (32°C) até atingir a saída do tubo 3 do filtro de sucção.

A partir da entalpia específica e da vazão de massa para cada condição, pode-se obter uma estimativa da transferência de calor no filtro de sucção por meio de um balanço de energia. A Figura 4.12 mostra que a condição $-15,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C}$ resulta na maior transferência de calor, embora seja a condição de menor variação de entalpia específica, conforme mostra a Figura 4.10. A explicação disto reside no fato de que a vazão de massa é muito maior nessa condição de operação, contrabalanceando com sobras a menor variação de entalpia específica. Como pode ser observado na Figura 4.10, a entalpia específica apresenta uma variação quase linear com a razão de pressão, com exceção da velocidade de 4000 rpm pela razão de incerteza de medição já indicada. Por outro lado, a vazão de massa não possui uma variação linear com a razão de pressão, sendo também afetada pela pressão da linha de sucção, conforme mostra a Figura 4.6.

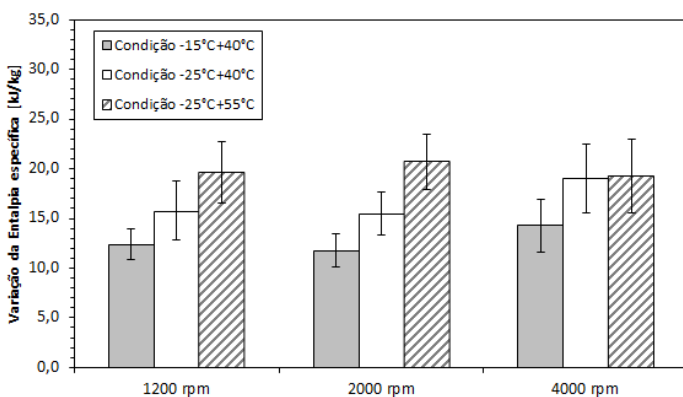


Figura 4.10 – Variação de entalpia específica do filtro de sucção em função da condição de operação.

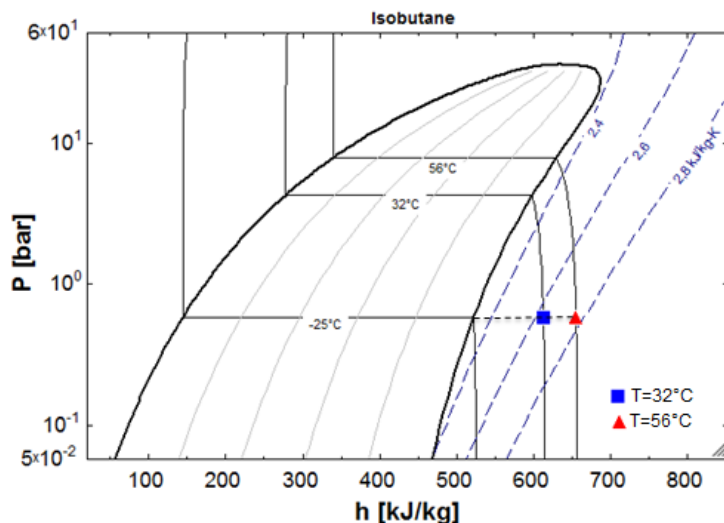


Figura 4.11 – Efeito da variação de entalpia específica no filtro acústico de sucção na condição $-25,0^{\circ}\text{C}/40,0^{\circ}\text{C}$ em 4000 rpm.

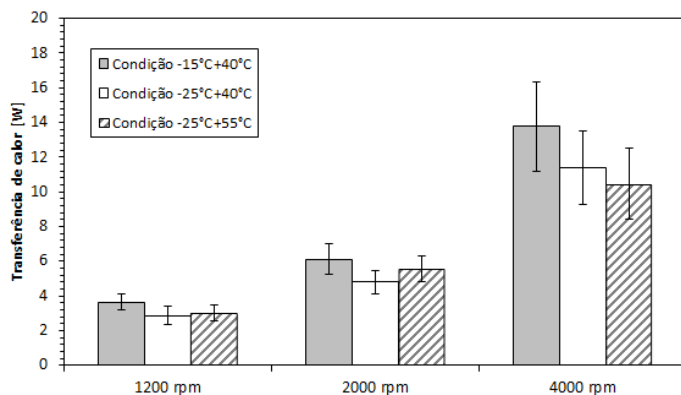


Figura 4.12 – Transferência de calor no filtro de sucção.

Os resultados deixam evidente que a transferência de calor é fortemente influenciada pela pressão da linha de sucção. De um lado, à medida que se aumenta a razão de pressão, maiores são as diferenças de entalpias específicas. Por outro lado, uma maior razão de pressão e uma menor pressão de sucção reduzem a vazão de massa. A Tabela 4.3 ilustra as parcelas de calor recebida pelo gás em cada região do filtro de sucção.

Nitidamente, percebe-se que a maior parcela de calor ocorre no tubo 3, representando em torno de 65% da transferência de calor total no filtro de sucção.

Tabela 4.3 – Transferência de calor ao longo do filtro de sucção.

Velocidade [rpm]	T_{evap}/T_{cond} [°C/°C]	Tubo 1 [W]	Volume 1 [W]	Tubo 2 [W]	Volume 2 [W]	Tubo 3 [W]
1200	15,0/+40,0	0,64	0,10	0,26	0,28	2,32
2000		0,96	0,45	0,75	0,51	3,45
4000		0,69	0,63	1,86	1,38	10,95
1200	25,0/+40,0	0,40	0,13	0,21	0,18	1,95
2000		0,77	0,33	0,45	0,47	2,78
4000		0,11	0,60	1,41	1,03	8,55
1200	25,0/+55,0	0,35	0,11	0,19	0,17	2,17
2000		0,91	0,38	0,60	0,42	3,25
4000		0,43	0,66	0,86	1,49	7,01

Além das temperaturas do gás no interior do filtro de sucção, as temperaturas da superfície externa da parede do filtro são também apresentadas nas Figuras 4.13 a 4.15, com a indicação de incerteza dentro de uma faixa de confiança de 95%. Os números usados para identificar as posições dos termopares são aqueles das Figuras 3.17 e 3.19.

Como esperado, as temperaturas da parede do filtro aumentam com a razão de pressão e a velocidade do compressor. Observa-se também que as temperaturas na superfície frontal do filtro de sucção são próximas das temperaturas da superfície posterior. Este é um resultado que não era esperado, pois esperava-se que as temperaturas da superfície posterior fossem mais elevadas devido à sua proximidade com o motor elétrico.

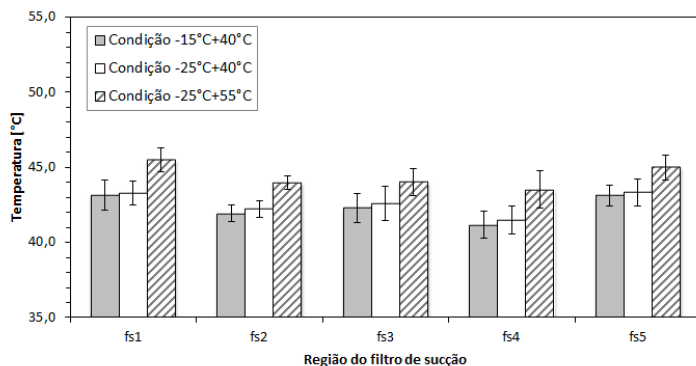


Figura 4.13 – Temperaturas na parede externa do filtro de sucção em 1200 rpm.

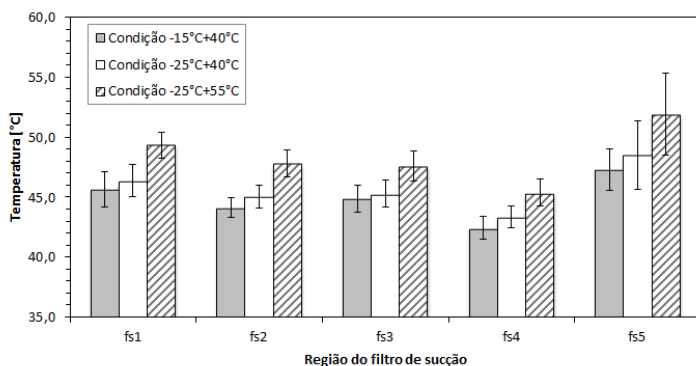


Figura 4.14 – Temperaturas na parede externa do filtro de sucção em 2000 rpm.

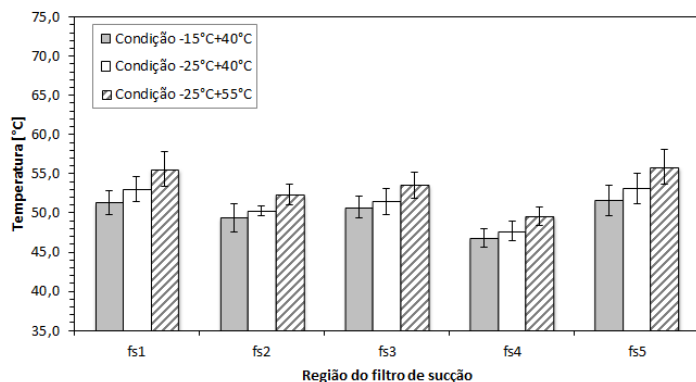


Figura 4.15 – Temperaturas na parede externa do filtro de sucção em 4000 rpm.

Outra informação associada à transferência de calor no filtro de sucção consiste nas diferenças entre as temperaturas na superfície externa da parede do filtro, nas posições fs1 a fs5, e a temperatura do gás no ambiente interno da carcaça (ci1, ci2, ci3 e termopar estator), mostradas nas Figuras 4.16 a 4.18.

As diferenças de temperatura variam de forma significativa entre as posições 1 a 5, mas é difícil concluir sobre alguma tendência para as três condições de operação, em função das incertezas de medição. Porém, percebe-se que a condição $-15,0^{\circ}\text{C}/+40,0^{\circ}\text{C}$ apresenta uma leve tendência de maiores diferenças de temperatura na região frontal do filtro de sucção para as velocidades de 1200 e 2000 rpm.

Por outro lado, fica evidente que na posição 1 quase não existe diferença entre a temperatura ci1 do ambiente interno da carcaça e a temperatura fs1 da superfície externa do filtro de sucção, provavelmente devido ao fato de que internamente naquela região do filtro existe um volume de gás refrigerante estagnado. Assim, a temperatura do gás naquele volume e a temperatura da superfície fs1 são praticamente iguais à temperatura interna da carcaça ci1.

As maiores diferenças de temperatura na superfície frontal do filtro de sucção ocorrem entre fs3 e ci3 (posição 3). Essa posição é afetada pela voluta de óleo lubrificante que é formada na saída da bomba no eixo do compressor e que passa próximo ao termopar posicionado no ambiente interno da carcaça. Desta forma, quanto maior for a velocidade do compressor mais quente estará essa região.

As posições 4 e 5 apresentam os resultados para a parte posterior do filtro de sucção. A posição 4, que identifica os termopares fs4 e aquele montado no estator (Figura 3.19), apresenta sempre as maiores diferenças de temperatura em relação à posição 5, que identifica o termopar fs5 e o termopar do estator. Conforme pode ser visto na Figura 3.17(b), o termopar da posição fs4 está na parede junto à entrada do filtro de sucção (Tubo 1). Desta forma, a diferença de temperatura será sempre maior nesta posição, pois a mesma está próxima do passador de sucção, onde a temperatura do fluido refrigerante é baixa.

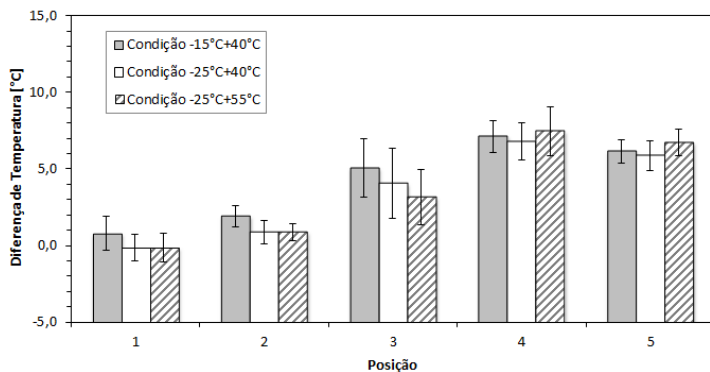


Figura 4.16 – Diferenças de temperaturas para o filtro de sucção em 1200 rpm.

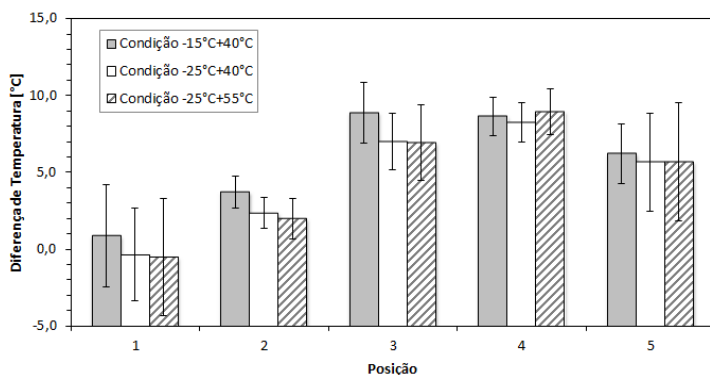


Figura 4.17 – Diferenças de temperaturas para o filtro de sucção em 2000 rpm.

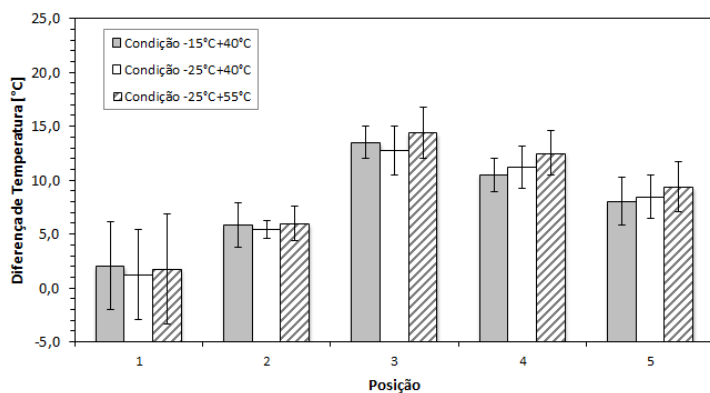


Figura 4.18 – Diferenças de temperaturas para o filtro de sucção em 4000 rpm.

Os resultados de fluxo de calor nas posições 2 (TF) e 5 (TT) do filtro de sucção, ou seja, superfícies frontal e posterior, são apresentados nas Figuras 4.19 e 4.20. Um aspecto a ser observado é a grande variação dos resultados encontrada entre as medições dos três filtros de sucção, principalmente em 4000 rpm. Estas grandes diferenças entre as médias dos três resultados acabam por gerar uma grande incerteza de medição em alta rotação, como pode ser visto em ambos os gráficos.

Como mostrado anteriormente na Figura 4.12, o fluxo de calor aumenta com a vazão, a qual por sua vez é diretamente proporcional à pressão de sucção e a velocidade do compressor, e inversamente proporcional a razão de pressão.

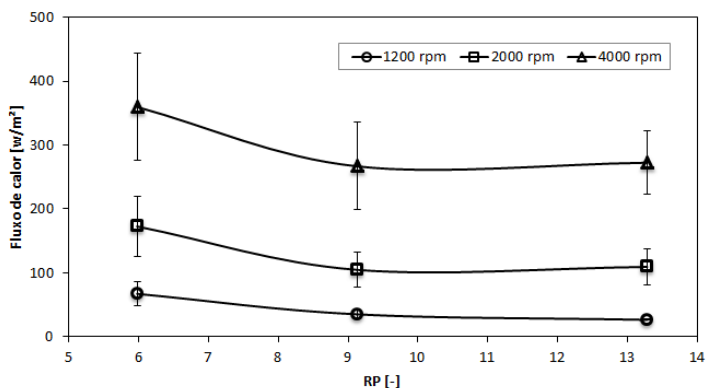


Figura 4.19 – Fluxo de calor na superfície frontal do filtro.

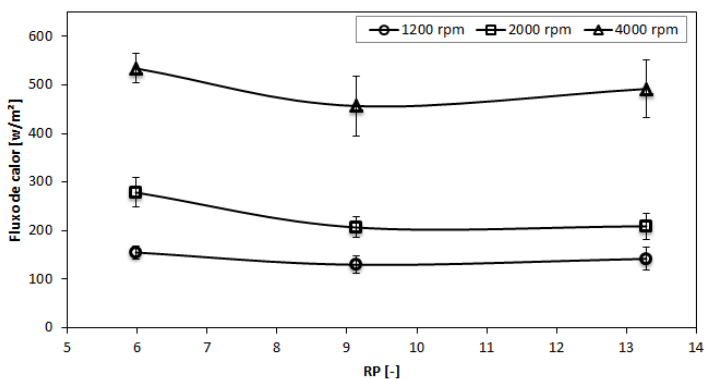


Figura 4.20 – Fluxo de calor na superfície posterior do filtro.

Utilizando a área externa do filtro de sucção e os resultados de fluxo de calor nas superfícies frontal e posterior, obtém-se uma estimativa para a troca total de calor em cada condição de operação. Esses resultados podem ser também comparados com os resultados obtidos através da variação de entalpia do gás ao longo dos tubos e volumes do filtro de sucção.

Percebe-se na Tabela 4.3 que a maior parte da troca de calor no filtro de sucção ocorre no tubo 3, devido à sua proximidade com a tampa quente do cilindro. Desta forma, a comparação entre o resultado de troca de calor na superfície externa obtido pelo SFC deve ser realizada com a variação interna de entalpia no filtro sem a presença do tubo 3, ou seja, considerando somente os tubos 1 e 2 e os volume 1 e 2, conforme mostra a Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Transferência de calor no filtro de sucção.

Velocidade [rpm]	$T_{\text{evap}}/T_{\text{cond}}$ [°C/°C]	Externo [W]	Interno [W]	Diferença
1200	15,0/+40,0	1,51	1,28	-15%
2000		3,03	2,66	-12%
4000		5,97	4,55	-24%
1200	25,0/+40,0	1,14	0,91	-20%
2000		2,11	2,02	-4%
4000		4,62	3,14	-32%
1200	25,0/+55,0	1,18	0,83	-30%
2000		2,15	2,31	7%
4000		5,02	3,44	-32%

A diferença percentual entre os resultados na Tabela 4.4 mostra que os sensores de fluxo de calor (SFC) são capazes de medir a troca de calor no filtro de sucção. Desta forma, as medições desses sensores foram utilizadas para a obtenção dos coeficientes médios de transferência de calor para as superfícies externa e interna do filtro de sucção.

4.3 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A presente seção apresenta o procedimento para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor para as superfícies externa e interna do filtro de sucção, bem como os correspondentes resultados.

4.3.1 Superfície externa

Neste trabalho, adotou-se a hipótese de que o fluxo de calor é uniforme na parede externa do filtro de sucção. Desta forma, com valores médios de temperatura da parede e do gás no ambiente, avaliaram-se os coeficientes de transferência convectiva de calor nas superfícies externas (frontal e posterior) do filtro de sucção da seguinte forma:

$$\bar{h} = \frac{q''}{\bar{T}_s - \bar{T}_\infty} \quad (4.2)$$

em que \bar{h} representa o coeficiente médio de transferência de calor da região de análise, q'' o fluxo de calor, \bar{T}_s a temperatura média da superfície e \bar{T}_∞ a temperatura média do ambiente, obtidos das medições.

A Figura 4.21 e a Figura 4.22 apresentam os valores dos coeficientes médios de transferência convectiva de calor obtidos para as superfícies frontal e posterior do filtro de sucção, respectivamente.

O valor do coeficiente na superfície frontal para velocidade de 2000 rpm e condição $-25,0^\circ\text{C}/+55,0^\circ\text{C}$ ($RP = 13,28$) é maior do que o esperado, quando comparado com as medições das outras condições. A explicação desse comportamento não é trivial, podendo ser devido a uma combinação de diversos fatores, tais como variação da voluta de óleo com as condições de operação. Assim, para a superfície externa do filtro de sucção, optou-se por avaliar um valor médio para o coeficiente de transferência de calor (Figura 4.23), a partir dos valores para as superfícies frontal e posterior.

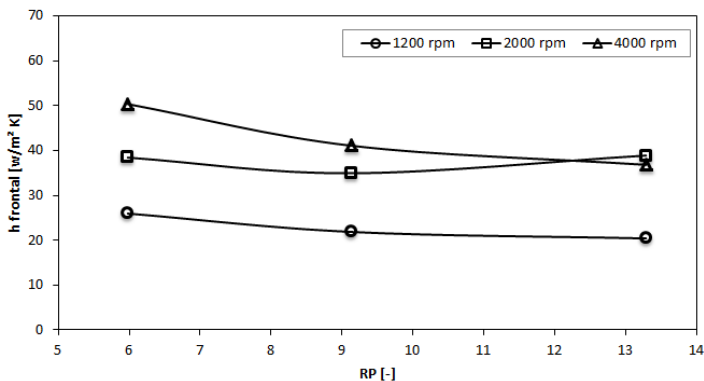


Figura 4.21 – Coeficientes médios de transferência convectiva de calor na superfície frontal do filtro de sucção.

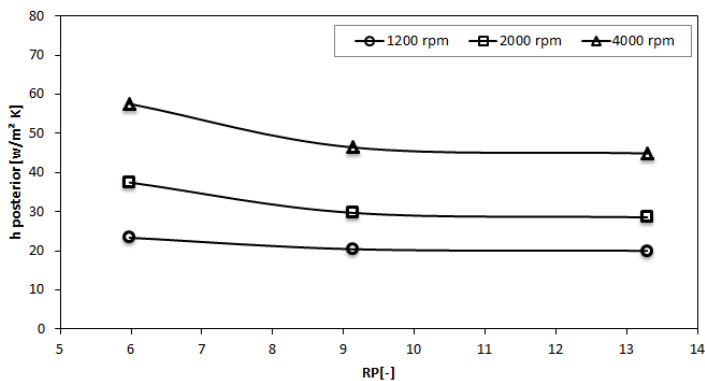


Figura 4.22 – Coeficientes médios de transferência convectiva de calor na superfície posterior do filtro de sucção.

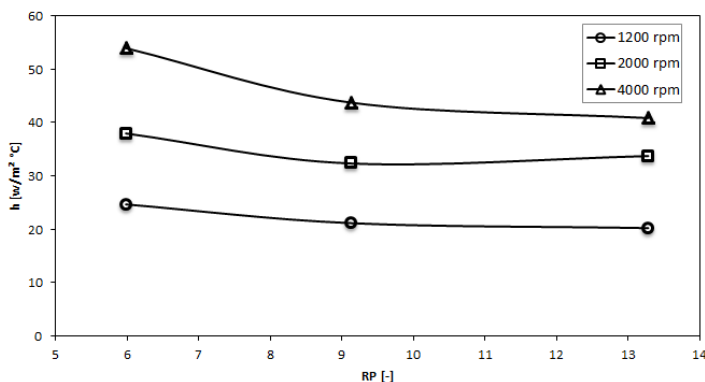


Figura 4.23 – Coeficiente médio de transferência convectiva de calor para o filtro de sucção.

4.3.2 Superfície interna

O filtro de sucção em análise apresenta a configuração de três tubos e dois volumes, conforme o esquema das Figuras 3.16 e 3.18. Por apresentar somente duas peças plásticas, esta geometria de filtro possui a desvantagem de necessariamente utilizar as suas paredes para formar parte das paredes dos tubos internos. Desta forma, o gás sofre um superaquecimento maior do que em outras geometrias de filtro que utilizam três peças plásticas e tubos suspensos no interior dos volumes.

Para o filtro de sucção, assumiu-se a hipótese de que o fluxo de calor na parede é uniforme e unidirecional, tanto para tubos como para volumes. No caso dos tubos, esta hipótese foi assumida justamente pelo fato de que parte de suas paredes são parte da parede externa do filtro de sucção. Desta forma, de posse do fluxo de calor em cada superfície (frontal e posterior) juntamente com a temperatura externa da parede do filtro, obtém-se a temperatura da parede interna por analogia elétrica:

$$q'' = \frac{\bar{T}_{se} - \bar{T}_{\infty i}}{L/k_c + 1/h_i} \quad (4.3)$$

em que q'' é o fluxo de calor medido, k_c é a condutividade térmica do material do filtro de sucção, \bar{T}_{se} é a temperatura média da superfície externa do filtro de sucção, $\bar{T}_{\infty i}$ é a temperatura média do gás no trecho do filtro considerado e L é a espessura de parede do filtro, conforme a Figura 4.24.

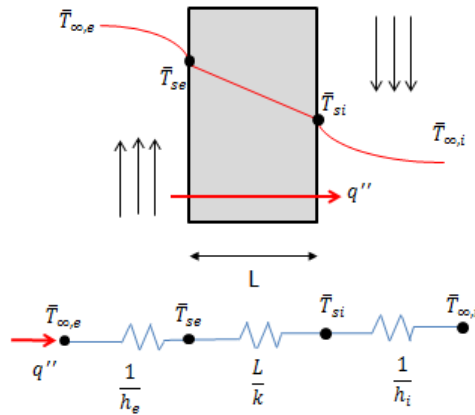


Figura 4.24 – Analogia elétrica para o fluxo de calor na parede do filtro de sucção.

A análise é realizada inicialmente para os tubos e para os volumes na sequência. Considerando os três tubos no interior do filtro de sucção, o tubo 1 corresponde a entrada do filtro e está localizado na parede posterior do filtro. Por sua vez, o tubo 2 está localizado junto à parede frontal do filtro e, desta forma, a temperatura do gás em seu interior é afetada pelo o fluxo de calor dessa superfície. O tubo 3 é posicionado junto à válvula de sucção e não será incluído na análise, pois o fluxo de calor em sua parede é fortemente afetado pela proximidade da tampa quente do cilindro, conforme deixa claro os resultados da Figura 4.7 a Figura 4.9. De fato, existe uma

dificuldade grande em se analisar a transferência de calor neste tubo, pois a transferência de calor provavelmente não é unidimensional.

Utilizando a temperatura de parede fornecida pela Equação (4.3) e a temperatura média do gás em cada tubo, os coeficientes de transferência de calor para os tubos 1 e 2 são obtidos da Equação (4.2) e apresentados nas Figuras 4.25 e 4.26.

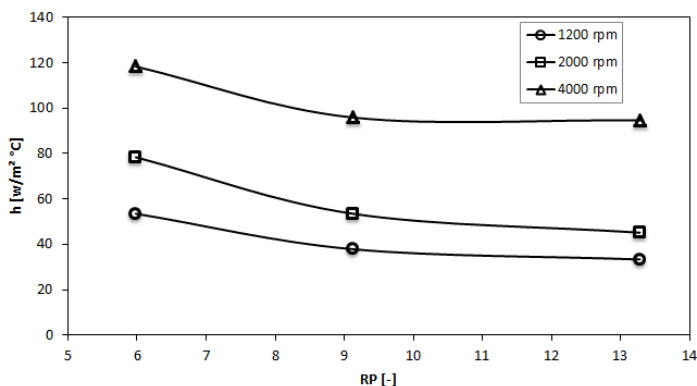


Figura 4.25 – Coeficiente de transferência de calor para o tubo 1 em função da razão de pressão.

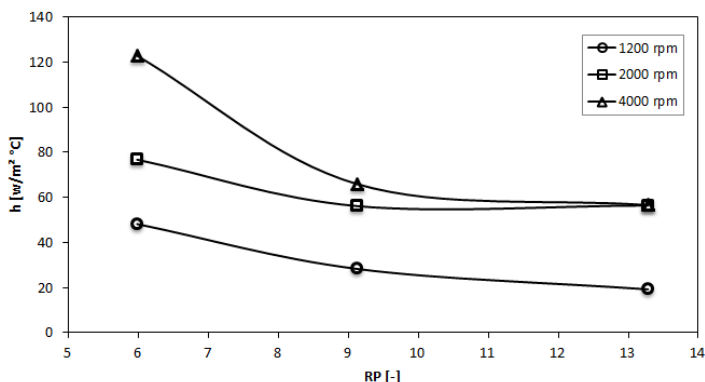


Figura 4.26 – Coeficiente de transferência de calor para o tubo 2 em função da razão de pressão.

Como pode ser observado nessas figuras, os coeficientes de transferência de calor de ambos os tubos apresentam comportamentos similares ao do coeficiente obtido para a superfície externa do filtro. Porém,

percebe-se um comportamento estranho para o tubo 2 na condição $(-25,0^{\circ}\text{C}/+55,0^{\circ}\text{C})$ e velocidade de 2000 rpm. Tal comportamento é similar ao apresentado na Figura 4.21 para o coeficiente da parede externa na mesma condição de operação.

Na determinação dos coeficientes de transferência de calor para os volumes 1 e 2, assume-se que a temperatura do gás nos mesmos seja afetada pelos fluxos de calor das superfícies frontal e posterior do filtro, diferentemente dos tubos em que se assumiu somente uma superfície de influência dominante. Desta forma, considerou-se o fluxo médio de calor nas paredes na determinação dos coeficientes de troca dos volumes.

A partir das medições de temperatura e fluxo de calor, obteve-se os coeficientes de transferência convectiva de calor para os volumes 1 e 2, mostrados nas Figura 4.27 e Figura 4.28. O comportamento do coeficiente de transferência de calor para o volume 1 é similar aos dos coeficientes obtidos anteriormente para os tubos. No entanto, percebe-se nitidamente um comportamento diferente para os coeficientes do volume 2, não havendo uma relação bem definida com a razão de pressão.

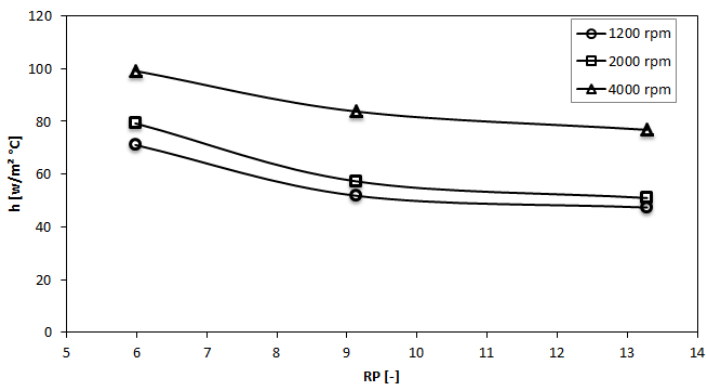


Figura 4.27 – Coeficiente de transferência de calor para o volume 1 em função da razão de pressão.

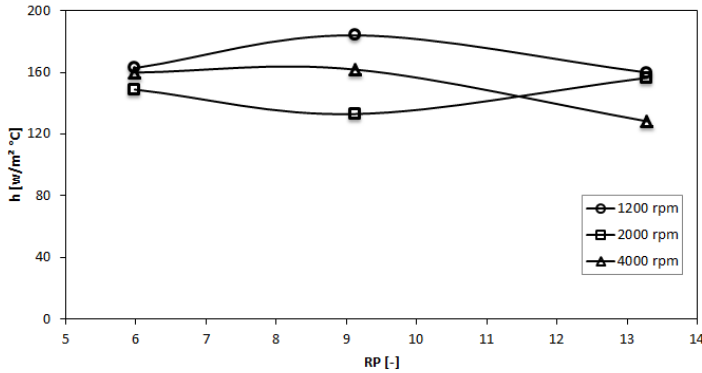


Figura 4.28 – Coeficiente de transferência de calor para o volume 2 em função da razão de pressão.

4.4 CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A partir dos resultados experimentais obtidos neste trabalho, correlações de transferência de calor foram desenvolvidas e comparadas com correlações disponíveis na literatura. O fenômeno da transferência de calor no filtro de sucção é analisado para as superfícies externa e interna do filtro.

4.4.1 Superfície externa

Nesta seção, busca-se uma correlação de transferência de calor para a superfície externa do filtro a partir dos dados experimentais, relacionando o número de Nusselt (Nu_{exp}) com os números de Reynolds (Re_{exp}) e de Prandtl (Pr_{exp}):

$$Nu_{exp} = \frac{hD^*}{k_f} \quad (4.4)$$

$$Re_{exp} = \frac{VD^*}{\nu} \quad (4.5)$$

$$Pr_{exp} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.6)$$

Nas equações supracitadas, α , ν e k_f são a difusividade térmica, a viscosidade cinemática e a condutividade térmica do fluido refrigerante, respectivamente, enquanto V e D^* são a velocidade e a dimensão características do escoamento.

A Figura 4.29 apresenta o número de Prandtl no filtro de sucção nas várias condições de operação do compressor. Percebe-se uma variação extremamente pequena nas diversas condições. Desta forma, o número de Nusselt foi assumido como função exclusiva do número de Reynolds, uma vez que se considera apenas o fluido refrigerante R-600a. Apesar de não estar visível devido ao pequeno valor obtido, o intervalo de confiança de 95% foi aplicado ao número de Prandtl.

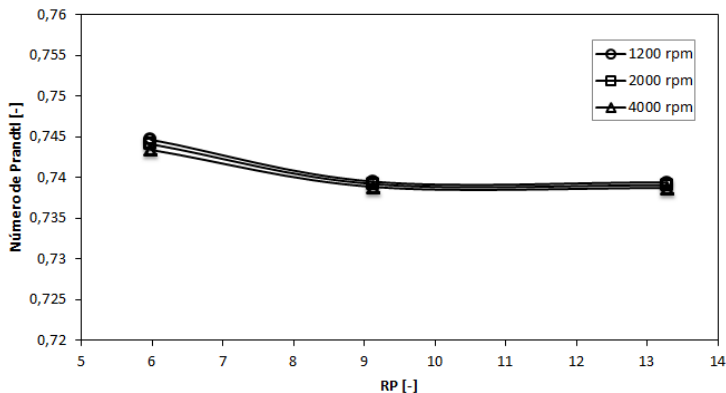


Figura 4.29 – Número de Prandtl em função da razão de pressão.

A velocidade característica do escoamento V em torno dos componentes no interior da carcaça de compressores é difícil de ser mensurada. Neste trabalho adotou-se a estratégia de utilizar a velocidade do eixo excêntrico do compressor como velocidade característica, em função de que o mesmo induz o escoamento do gás no interior da carcaça, conforme esquema da Figura 4.30. Desta forma, para cada velocidade de operação do compressor haverá um valor distinto para V , indicados na Tabela 4.5. Deve ser mencionado que Haas (2012) também adotou esta hipótese, embora assumindo que a velocidade característica é uma fração da velocidade tangencial do eixo excêntrico.

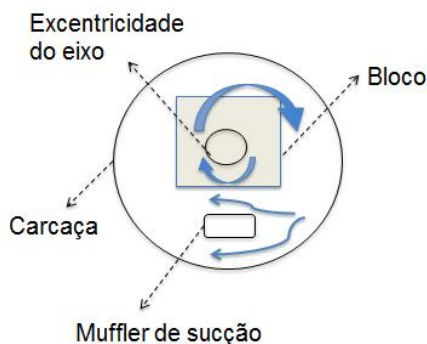


Figura 4.30 – Esquema ilustrativo do escoamento induzido pelo eixo excêntrico no interior da carcaça do compressor.

Tabela 4.5 – Velocidade característica para o escoamento no interior da carcaça.

Velocidade [rpm]	Velocidade interna do gás [m/s]
1200	1,25
2000	2,09
4000	4,18

As Equações (4.4) e (4.5) podem ser parametrizadas em função da dimensão característica D^* :

$$\frac{Nu_{exp}}{D^*} = \frac{h}{k_f} \quad (4.7)$$

$$\frac{Re_{exp}}{D^*} = \frac{V}{\nu} \quad (4.8)$$

A Figura 4.31 apresenta os valores obtidos com as Equações (4.7) e (4.8), com as propriedades do fluido sendo avaliadas na temperatura de filme, ou seja, a média entre a temperatura ambiente e a temperatura de parede. Percebe-se que, independente da dimensão característica D^* , o número de Nusselt parametrizado aumenta com o número de Reynolds parametrizado. Como pode ser visto na figura, existem três pontos para cada velocidade, cada um representando uma razão de pressão.

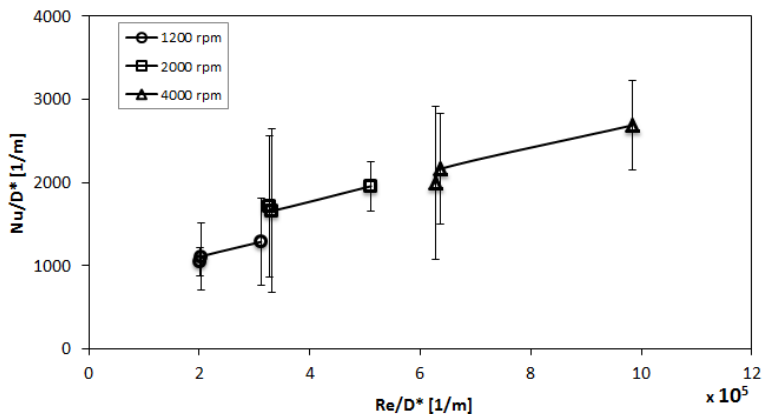


Figura 4.31 – Números de Nusselt e de Reynolds parametrizados.

A Figura 4.32 apresenta a variação do número de Reynolds parametrizado em função da razão de pressão. Percebe-se claramente que as condições $(-25,0^\circ\text{C}/+40,0^\circ\text{C})$ e $(-25,0^\circ\text{C}/+55,0^\circ\text{C})$ possuem números de Reynolds parametrizados próximos, quando comparados com o número de Reynolds da condição $(-15,0^\circ\text{C}/+40,0^\circ\text{C})$. Isto se deve à densidade do fluido refrigerante que é bastante afetada pela razão de pressão, como pode ser observado na Figura 4.33. Ambas as Figuras receberam um tratamento estatístico de 95% de confiança, contudo os resultados do intervalo de confiança são extremamente pequenos e quase imperceptíveis.

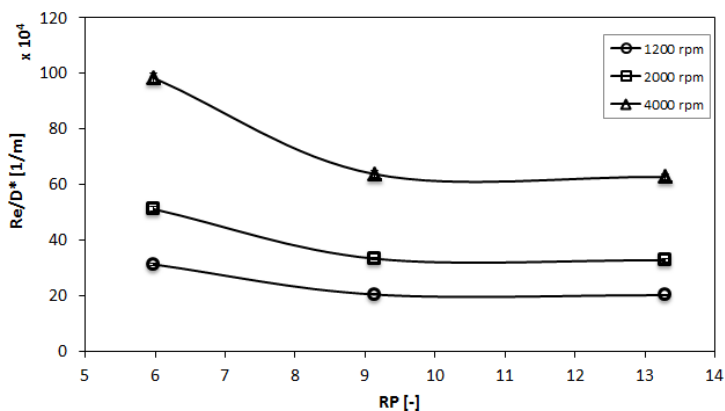


Figura 4.32 – Número de Reynolds parametrizado em função da razão de pressão.

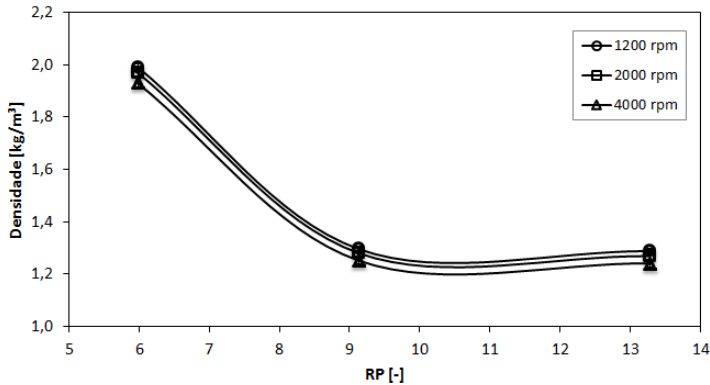


Figura 4.33 – Densidade do fluido em função da razão de pressão

Assim, para o escoamento externo do filtro de sucção, conclui-se que a transferência de calor é fortemente afetada pela pressão da linha de sucção. Para as situações em que a pressão da linha de sucção se mantém a mesma como, por exemplo, fixando $T_{\text{evap}} = -25,0^{\circ}\text{C}$, basicamente não há variação no número de Nusselt parametrizado (Figura 4.31). Porém, à medida que se aumenta a velocidade do compressor, a velocidade do escoamento aumenta, assim como as temperaturas e o coeficiente de transferência de calor.

Com os resultados da Figura 4.31, obtém-se a seguinte correlação para a transferência de calor na superfície externa do filtro de sucção, parametrizada pela dimensão característica, através de um ajuste de uma equação logarítmica em relação aos dados experimentais, indicada pela Equação (4.9) e representada na Figura 4.34.

$$\left(\frac{Nu_{\text{exp}}}{D^*}\right) = 956,2 \log\left(\frac{Re_{\text{exp}}}{D^*}\right) - 10605 \quad (4.9)$$

A fim de entender qual a dimensão característica mais apropriada para representar a transferência de calor na superfície externa do filtro de sucção, decidiu-se comparar a correlação dada pela Equação (4.9) com correlações disponíveis na literatura.

As correlações de placa plana, cilindro não circular e esfera foram selecionadas para estas análises. A correlação para esfera se mostrou mais adequada e, por esta razão, os resultados comparativos com as correlações para placa plana e cilindro são apresentados no apêndice B.

Uma correlação para a transferência de calor associada ao escoamento sobre uma esfera é proposta por Whitaker (Incropera e DeWitt, 2003). Esta correlação utiliza as propriedades avaliadas na temperatura ambiente (\bar{T}_∞), com exceção de μ_s que é obtida na temperatura de parede do filtro de sucção.

$$Nu_{esfera} = 2 + \left(0,4Re_{esfera}^{1/2} + 0,06Re_{esfera}^{2/3} \right) Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (4.10)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,71 < Pr < 380 \\ 3,5 < Re_{esfera} < 76000 \end{array} \right]$$

A dimensão característica D^* é obtida com o estabelecimento da igualdade entre o volume do filtro de sucção e o volume de uma esfera:

$$V_{filtro} = \frac{4}{3} \pi \left(\frac{D^*}{2} \right)^3 \quad (4.11)$$

Com a parametrização da Equação (4.10), pode-se estabelecer um comparativo entre os resultados do número de Nusselt do filtro de sucção obtidos com a correlação de Whitaker e experimentalmente (Figura 4.34). Observa-se na figura uma boa concordância entre as correlações proposta e para esfera em relação aos dados experimentais, com as diferenças percentuais das médias indicadas na Tabela 4.6.

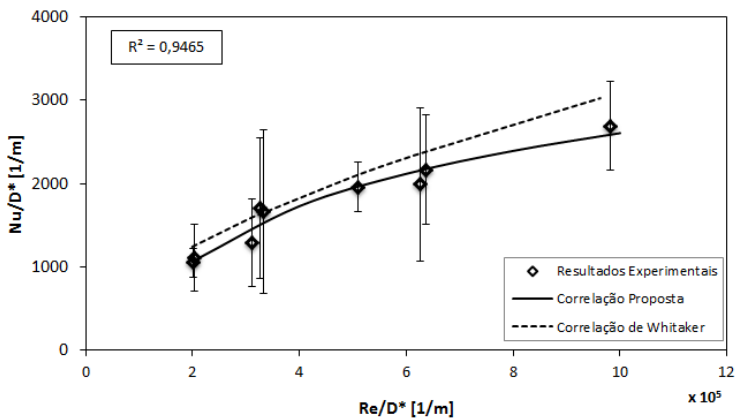


Figura 4.34 – Comparação entre números de Nusselt parametrizado obtidos de dados experimentais e da correlação de Whitaker e da correlação aqui proposta.

A correlação de Whitaker apresenta desvios menores que 20% em relação aos dados experimentais. Segundo Incropera e DeWitt (2003), para a maioria dos cálculos de engenharia não se deve esperar exatidão muito melhor do que 20%. Desta forma, a correlação de Whitaker é uma opção para a avaliação da transferência de calor na superfície externa do filtro de sucção.

Tabela 4.6 – Diferença percentual entre as correlações e os valores médios obtidos experimentalmente.

Re/D*(x10⁵) [1/m]	Correlação proposta	Correlação de Whitaker
2,01	-2%	-16%
3,11	-13%	-19%
3,32	10%	3%
5,10	0%	-7%
6,26	-8%	-16%
9,82	4%	-12%

4.4.2 Superfície interna

Como explicado anteriormente, a região interna do filtro de sucção é composta por tubos e volumes. Desta forma, a análise da transferência interna de calor é realizada de forma distinta para tubos e volumes.

Para o escoamento em tubos, o número de Nusselt é obtido pela Equação (4.4) e o número de Reynolds é avaliado da vazão de massa do compressor (\dot{m}), dos diâmetros internos de cada tubulação (D^*) e da viscosidade avaliada na temperatura média do fluido refrigerante em cada tubo.

$$Re_{exp} = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu D^*} \quad (4.12)$$

A temperatura média do gás é obtida pela média entre as temperaturas de entrada e de saída do gás em cada tubo, conforme a instrumentação apresentada na Figura 3.18.

Da mesma forma como verificado para o escoamento externo do filtro, o número de Prandtl também não apresenta variações significativas no escoamento interno nas diferentes condições de operação, como pode ser visto na Figura 4.35 (tubos 1 e 2) e na Figura 4.36 (volumes 1 e 2).

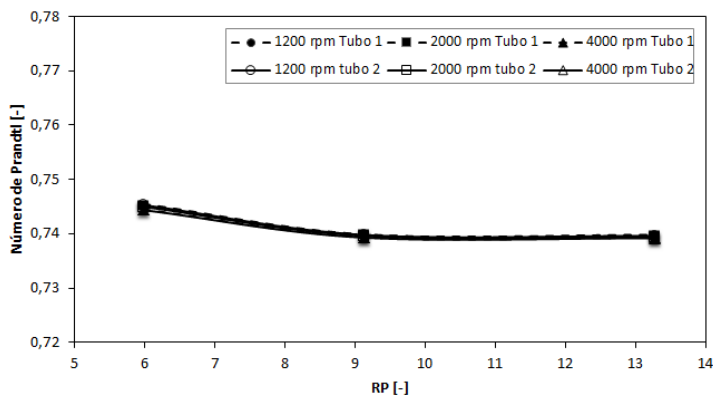


Figura 4.35 – Número de Prandtl em função da razão de pressão para os tubos 1 e 2.

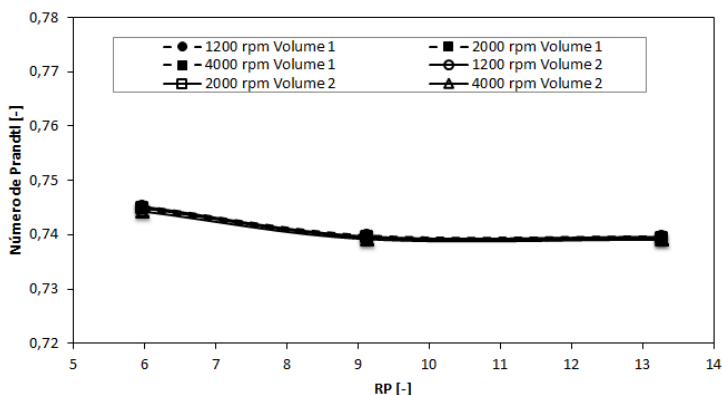


Figura 4.36 – Número de Prandtl em função da razão de pressão para os volumes 1 e 2.

Utilizando as Equações (4.7) e (4.8), obtém-se os números de Nusselt e de Reynolds parametrizados para os tubos, mostrados na Figura 4.37. As variações do número de Nusselt são semelhantes em ambos os tubos, principalmente em baixa velocidade, mesmo para tubos com diâmetros diferentes.

Com os números de Nusselt e Reynolds fornecidos pelos dados experimentais (Figura 4.37), obtém-se uma correlação para a transferência de calor nos tubos do filtro de sucção, dada pela Equação (4.13) e traçada no gráfico da Figura 4.38.

$$\left(\frac{Nu_T}{D^*}\right) = 2464 \log\left(\frac{Re_T}{D^*}\right) - 31213 \quad (4.13)$$

Para escoamento interno em dutos, duas correlações são geralmente recomendadas na literatura: i) correlação de Dittus-Boelter (Equação (4.14)) e ii) correlação de Gnielinski (Equação (4.15)).

$$Nu_{DB} = 0,023 \left(Re_D^{4/5} \right) Pr^{0,4} \quad (4.14)$$

$$\left[\begin{array}{c} 0,7 \leq Pr \leq 120 \\ 2500 < Re_D < 124000 \\ L/D^* > 60 \end{array} \right]$$

$$Nu_{Gn} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.15)$$

$$\left[\begin{array}{c} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 2300 < Re_{DB} < 5000000 \end{array} \right]$$

O fator de atrito, f , que aparece na Equação (4.15) pode ser obtido da seguinte relação para tubo liso (Incropera e DeWitt, 2003):

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (4.16)$$

$$[3000 < Re_D < 5000000]$$

A Figura 4.38 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e os resultados das correlações de Dittus-Boelter, de Gnielinski e daquela proposta neste trabalho (Equação 4.13) para os tubos 1 e 2 do filtro de sucção. Observa-se que a concordância entre as correlações diminui com o aumento do número de Reynolds.

As Tabelas 4.7 e 4.8 apresentam o desvio percentual entre os valores das correlações e os valores médios experimentais para os tubos 1 e 2, respectivamente. Para o tubo 1, percebe-se uma concordância razoável, com desvios abaixo de 32% para as três correlações. Já para o tubo 2, as correlações de Dittus-Boelter e de Gnielinski apresentam diferenças de até 52%, enquanto que a correlação proposta apresenta diferença inferior a 34%.

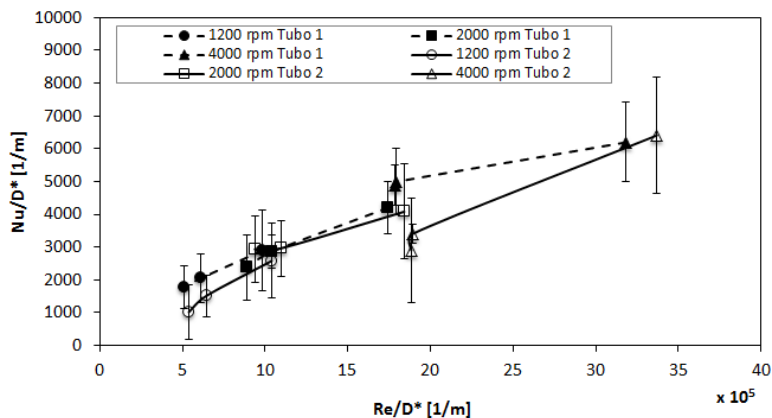


Figura 4.37 – Número de Nusselt parametrizado para os tubos 1 e 2.

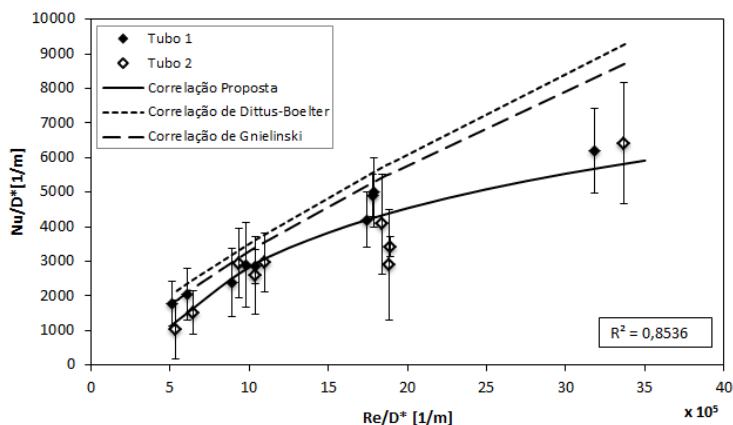


Figura 4.38 – Número de Nusselt parametrizado para os tubos 1 e 2, obtido de dados experimentais, da correlação proposta neste trabalho e de correlações da literatura.

Apesar de semelhantes, as correlações de Dittus-Boelter e de Gnielinski não caracterizam bem o número de Nusselt em números de Reynolds elevados, superestimando seu valor em relação aos dados experimentais. De fato, as correlações de Dittus-Boelter e de Gnielinski apresentam concordâncias aceitáveis com as medições para números de Reynolds menores do que 18×10^5 .

Tabela 4.7 – Diferença percentual entre valores de Nu/D^* de correlações e dos dados médios experimentais para o tubo 1.

Re/D* ($\times 10^5$) [1/m]	Correlação de Gnielinski	Correlação de Dittus-Boelter	Correlação Proposta
6,08	-3%	-13%	28%
8,90	-20%	-25%	-6%
9,82	-11%	-16%	4%
10,4	-16%	-21%	-2%
17,9	-7%	-11%	17%
31,8	-30%	-32%	9%

Tabela 4.8 – Diferença percentual entre valores de Nu/D^* de correlações e dos dados médios experimentais para o tubo 2.

Re/D* ($\times 10^5$) [1/m]	Correlação de Gnielinski	Correlação de Dittus-Boelter	Correlação Proposta
5,38	-46%	-52%	-22%
6,43	-32%	-38%	-13%
9,37	-6%	-12%	10%
10,4	-24%	-28%	-12%
18,8	-48%	-50%	-34%
33,7	-31%	-33%	10%

Na análise de correlações de transferência de calor para os volumes 1 e 2 do filtro, optou-se por utilizar as mesmas correlações da literatura adotadas para os tubos, interpretando os volumes como tubos de seção constante. Neste sentido, para o volume 1, utilizou-se a área projetada média perpendicular ao escoamento principal para avaliar um diâmetro hidráulico. Para o volume 2, devido à geometria irregular do tubo intermediário (tubo 2), no interior do volume, adotou-se a distância entre a saída do tubo intermediário e a parede do filtro, contra a qual o gás colide ao sair deste tubo, como dimensão característica, D^* .

Os números de Reynolds e Nusselt parametrizados foram obtidos de acordo com as Equações (4.7) e (4.8) e são apresentados na Figura 4.39. Ao contrário da semelhança entre as curvas dos tubos 1 e 2, as variações dos números de Nusselt nos volumes 1 e 2 são bastante distintas entre si. Por exemplo, o número de Nusselt no volume 2 não apresenta uma função bem definida com o número de Reynolds.

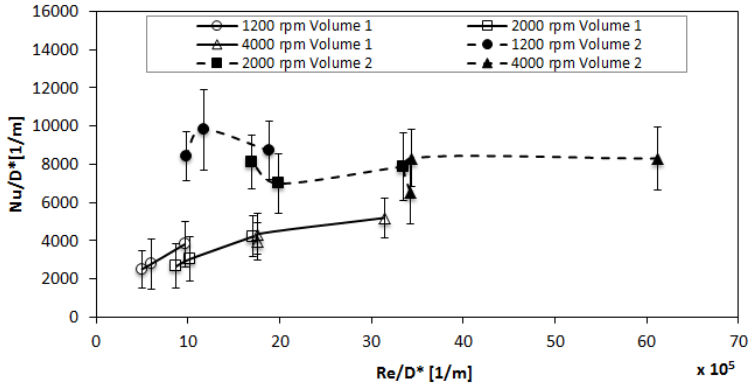


Figura 4.39 – Número de Nusselt parametrizado para os volumes 1 e 2.

Com os números de Nusselt e Reynolds obtidos experimentalmente, obtém-se a correlação para a transferência de calor nos volumes 1 e 2 do filtro de sucção. Mesmo com os comportamentos distintos da transferência de calor nos dois volumes, propõe-se a seguinte correlação para ambos:

$$\left(\frac{Nu_V}{D^*}\right) = 2093,6 \log\left(\frac{Re_V}{D^*}\right) - 24092 \quad (4.17)$$

A Figura 4.40 apresenta os números de Nusselt nos volumes 1 e 2 fornecidos pelos resultados experimentais, pelas correlações de Dittus-Boelter e de Gnielinski e pela correlação proposta neste estudo. Para o primeiro volume, observa-se certa concordância entre as correlações da literatura que vão sendo reduzida com o aumento do número de Reynolds. Para o volume 2, não se observa concordância adequada com os resultados experimentais.

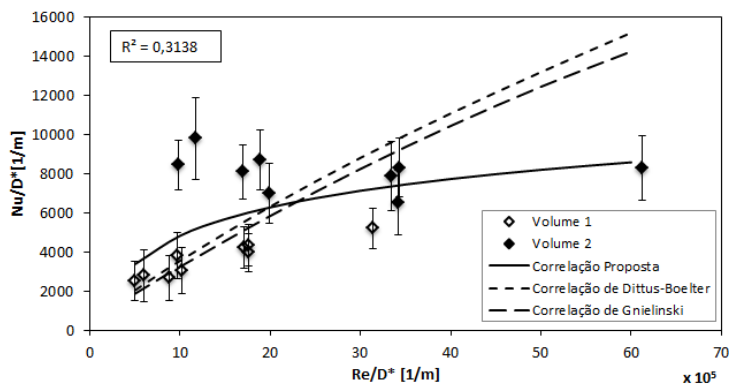


Figura 4.40 – Números de Nusselt parametrizado para os volumes 1 e 2 do filtro de sucção, obtidos de dados experimentais e de correlações.

As Tabelas 4.9 e 4.10 apresentam as diferenças percentuais entre os valores das correlações e os resultados médios experimentais para os volumes 1 e 2, respectivamente. Para o volume 1, as correlações apresentam erros abaixo de 35% até número de Reynolds parametrizado igual a 20×10^5 e, acima deste valor, a correlação começa a apresentar erros maiores. No volume 2, existe uma grande diferença entre os resultados experimentais e os resultados de todas as correlações, inclusive da correlação proposta. No entanto, pode ser observado que para número de Reynolds parametrizado acima de 30×10^5 , a correlação proposta apresenta a tendência dos dados experimentais, ao contrário do que acontece com as correlações da literatura.

O volume 2 está localizado na região inferior do filtro e o escoamento naquela região é afetado pela pulsação de pressão no tubo 3 devido aos movimentos de abertura e fechamento da válvula de sucção. Além disto, no volume 2 está localizado uma purga de óleo que pode também influenciar a transferência de calor e contribuir para a variação complexa do número de Nusselt mostrada na Figura 4.39.

Tabela 4.9 – Diferença percentual entre valores de número de Nusselt do volume 1 fornecidos por correlações e pelos dados experimentais.

Re/D*(x10⁵) [1/m]	Correlação de Gnielinski	Correlação de Dittus-Boelter	Correlação Proposta
5,01	34%	23%	-26%
5,98	30%	18%	-26%
9,76	21%	11%	-20%
10,2	-8%	-16%	-35%
17,6	-24%	-30%	-34%
31,4	-39%	-43%	-28%

Tabela 4.10 – Diferença percentual entre valores de número de Nusselt do volume 2 fornecidos por correlações pelos dados experimentais.

Re/D*(x10⁵) [1/m]	Correlação de Gnielinski	Correlação de Dittus-Boelter	Correlação Proposta
9,78	165%	142%	76%
11,7	165%	143%	90%
17,0	59%	46%	36%
19,9	20%	11%	12%
33,5	-13%	-18%	7%
34,2	-29%	-33%	-12%
61,2	-43%	-46%	-4%

5 CONCLUSÕES

5.1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

Sistemas de refrigeração de alta eficiência têm sido viabilizados com o desenvolvimento de novos compressores. Por exemplo, o lançamento de compressores de velocidade variável (VCC) em substituição aos compressores convencionais do tipo liga-desliga (On/Off) representa uma dessas alternativas para o aumento de eficiência.

Em compressores de refrigeração, a redução de ineficiências devido à transferência de calor é uma forma efetiva de aumentar a eficiência termodinâmica, além de conferir maior confiabilidade a seus componentes.

O presente trabalho apresentou uma investigação experimental da transferência de calor no filtro de sucção de um compressor VCC de refrigeração doméstica em diferentes condições de operação. Uma bancada de ciclo quente foi utilizada para controlar as condições de operação do compressor, representadas por três velocidades (1200, 2000 e 4000 rpm) e três razões de pressão.

Medições de fluxo de calor e temperatura foram realizadas em diversos pontos do filtro de sucção do compressor e permitiram a obtenção de coeficientes de transferência de calor para as superfícies interna e externa do filtro. Com base nesses resultados, correlações de transferência de calor foram propostas e comparadas com correlações disponíveis na literatura.

5.2 CONCLUSÕES PRINCIPAIS

A partir dos resultados experimentais, algumas conclusões podem ser extraídas no presente trabalho. Quando se altera da condição de operação ($-15,0^{\circ}\text{C}/40,0^{\circ}\text{C}$) para ($-25,0^{\circ}\text{C}/40,0^{\circ}\text{C}$) há uma redução de 38% na vazão mássica, sendo 35% devido à redução da densidade do fluido refrigerante e 3% devido à redução de eficiência volumétrica, em função do aumento da temperatura interna do compressor e ao efeito do volume morto. Para a condição de ($-25,0^{\circ}\text{C}/55,0^{\circ}\text{C}$) há uma redução de 45% na vazão mássica, com 10% devido à redução de eficiência volumétrica.

Observou-se que o aumento da razão de pressão origina um aumento linear da variação da entalpia específica no filtro de sucção. Uma vez que a variação da vazão de massa não é linear com a razão de pressão, o mesmo acontece com a transferência de calor. Os resultados também mostram que a transferência de calor é bastante afetada pela velocidade e pela pressão da linha de sucção.

De posse dos fluxos de calor e das temperaturas de parede e de ambiente, calcularam-se os coeficientes de transferência convectiva de calor para as superfícies externa e interna do filtro de sucção. Para a superfície externa, os valores dos coeficientes das paredes frontal e posterior do filtro se mostraram próximos. Para o escoamento interno, os coeficientes de troca de calor do primeiro e do segundo tubos apresentaram valores próximos entre si. Contudo, os coeficientes de transferência de calor dos volumes mostraram grandes diferenças entre si e também em relação aos coeficientes dos tubos.

A partir dos coeficientes de troca de calor, desenvolveram-se correlações de número de Nusselt parametrizado para os escoamentos externo e interno em função dos respectivos números de Reynolds parametrizados. Para a superfície externa do filtro de sucção, adotou-se a hipótese de que a velocidade característica do escoamento pode ser relacionada à velocidade tangencial do eixo excêntrico. Para o escoamento interno adotou-se a interpretação de que os volumes podem ser caracterizados como tubos.

Correlações de transferência convectiva de calor disponíveis na literatura foram empregadas para efeito de comparação com as correlações desenvolvidas neste trabalho a partir das medições. Para o escoamento externo, a correlação de esfera apresentou resultados em boa concordância com os dados experimentais, com desvios abaixo de 19%. No caso do escoamento interno, a correlação de Dittus-Boelter e de Gnielinski apresentaram resultados satisfatórios para os tubos, embora com desvios progressivamente maiores à medida que o número de Reynolds parametrizado aumenta.

Para os volumes, as correlações forneceram resultados com desvios menores do que 35% em relação aos dados experimentais para o primeiro volume em baixos valores de número de Reynolds. Observou-se também que nenhuma das correlações da literatura é adequada para caracterizar a transferência de calor no segundo volume do filtro de sucção. Acredita-se que a pulsação do escoamento devido à operação da válvula de sucção seja um fator que pode estar associado a esta dificuldade. Outro aspecto de relevância é a presença de uma purga de óleo neste volume do filtro. Esta purga tem o objetivo de drenar o óleo remanescente no filtro de sucção quando o compressor está desligado. No entanto, quando o compressor está ligado, a pressão no volume é menor do que a pressão na região interna da carcaça, originando uma ligação fluídica entre o segundo volume e o ambiente interno do compressor. Desta forma, a purga pode também influenciar a troca de calor no segundo volume.

5.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir das análises realizadas, sugerem-se as seguintes atividades a fim de trazer ainda mais subsídios para o projeto térmico de filtros de sucção de compressores de refrigeração:

- a) Investigação experimental da transferência de calor em outras geometrias de filtro de sucção com o objetivo de aprimorar as correlações de transferência de calor;
- b) Utilizar diferentes fluidos refrigerantes na investigação com o intuito de ampliar a abrangência das correlações para diferentes números de Prandtl;
- c) Aplicar as correlações obtidas neste trabalho em modelos de simulação térmica e comparar com resultados de outros modelos de simulação;
- d) Avaliar a hipótese de escoamento externo ao redor do filtro de sucção como sendo proporcional a velocidade tangencial do eixo excêntrico;
- e) Investigação experimental das temperaturas e da transferência de calor no filtro de sucção sem a presença do óleo lubrificante com o objetivo de investigar a influência do mesmo na transferência de calor;
- f) Avaliar a influência da purga na troca de calor da câmara de sucção com o objetivo de identificar as diferenças encontradas para os coeficientes de transferência de calor no segundo volume.

REFERÊNCIAS

ADAIR R.P.; QVALE E. B.; PEARSON J. T., 1972. **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors**. Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference, pp. 521-526.

ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A., 2008. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. Editora Manole Ltda.

ALMBAUER, R. A.; BURGSTALLER, A.; ABIDIN, Z.; NAGY, D., 2006. **3-Dimensional Simulation for Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper C079.

BAUNGARTNER, R., 2008. **Modelagem e Análise do Desempenho de Compressores Centrífugos para Baixa Capacidade de Refrigeração**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

BEJAN, A., 1988. **Advanced Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons, Inc.

BEJAN, A., 1995. **Convection Heat Transfer**. 2th Edition, John Wiley & Sons, Inc.

BIRAVI, Y. V.; GOSAVI, S. S.; JORWEKAR, P. P., 2006. **Use in Design and Development of R404a Reciprocating Copressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper C072.

CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETO, L.; BELLA, B.; ZANNERIO, A., 1996. **Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 535-540.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M.A., 2005. **Thermodynamics, An Engineering Approach**. McGraw – Hill, 5th Edition.

DISCONZI, F. P., 2011. **Análise Numérica da Transferência de Calor no Interior de Cilindros de Compressores Alternativos de Refrigeração**

Doméstica. Dissertação de Mestrado – Eng. Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

DUTRA, T., 2008. **Investigação Experimental da Transferência de Calor em Componentes de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

DUTRA, T.; DESCHAMPS, C. J., 2010. **Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1346.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J., 2006. **Introdução à mecânica dos fluidos.** Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.

GOMES, A. R., 2006. **Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão Para Aplicação em Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado – Eng. Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

GOSNEY, W. B., 1982. **Principles of refrigeration.** Cambridge University Press.

GÜTHS, S., PHILIPPI, P.C., GAVIOT, E. E THERY, P., 1995. **Um Transdutor de Fluxo de Calor a Gradiente Tangencial.** Anais do XIII Congresso Brasileiro em Engenharia Mecânica, CD-ROM.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. P., 1997. **Um Experimento Didático em Convecção Natural.** Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, artigo 1211.

GÜTHS, S.; NICOLAU, V. P., 1998. **Instrumentação em Ciências Térmicas. Apostila** – Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais (LMPT), Universidade Federal de Santa Catarina.

HAAS, D., 2012. **Um Modelo de Circuito Térmico Equivalente para a Previsão da Distribuição de Temperatura em Compressores Alternativos de Refrigeração.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

HSIEH, W. H.; WU, T. T., 1996. **Experimental Investigation of Heat Transfer in a High-Pressure Reciprocating Gas Compressor.** Experimental Thermal and Fluid Science, v. 13, pp.44-54.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. P., 2003. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** Quinta Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.

KARA, S.; OGUZ E., 2010. **Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1307.

KREMER, R., 2006. **Análise Teórica e Experimental da Influência da Atomização de Óleo em Processo de Compressão.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D., 1990a. **An Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 898-907.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D., 1990b. **An Experimental Investigation into Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 908-916.

MORRIESEN, A., 2009. **Investigação Experimental do Transiente Térmico no Processo de Sucção de Compressores de Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado – Eng. Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. J., 2010. **An Assessment of Experimental Techniques for Measuring Fast Temperature Transients in Compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1347.

OOI, K. T., 2003. **Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor.** Applied Thermal Engineering 23, pp. 1931-1945.

PRASAD, B. G. S., 1992. **Regenerative Heat Transfer in Reciprocating Compressors**. Paper based on original version presented at the 1992 PCRC.

RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL D. M.; KALANIDHI, A., 2003. **A Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Refrigerant Compressor**. International Journal of Refrigeration 26, pp. 229-236.

RENCZ, M.; KOLLÁR, E.; SZÉKELY, V., 2004. **Heat-flux Sensor to Support Transient Thermal Characterisation of IC Packages**. Sensors and Actuators A, Volume 116, Issue 2, pp. 284-292.

RIBAS JR, 2007. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors**. International Conference on Compressors and Their Systems, London, pp. 277-287.

RIBAS JR, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T., 2008. **Thermal Analysis of Reciprocating Compressors – A Critical Review**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1306.

SABAU, A. S.; WU, Z., 2007. **Evaluation of a Heat Flux Sensor Spray Cooling for the Die Casting Processes**. Journal of Materials Processing Technology 182 (1-3), pp. 312-318.

SCHREINER, J. E., 2008. **Desenvolvimento de Metodologias de Simulação para a Análise de Soluções de Gerenciamento Térmico Aplicadas a Compressores Alternativos de Refrigeração**. Dissertação de Mestrado – Eng. Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

SILVA, G. L. M, 2012. **Transferência de Calor em Componentes de um Compressor de Refrigeração Doméstica Durante Transientes Térmicos**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina.

SIM, Y. H.; YOUN, Y.; MIN M. K., 2000. **A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 229-236.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S., 1992. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1419-1428.

ZEND, P.; ASSANIS, D., 2003. **Time-Resolved Heat Transfer in Engine Intake Manifold**. International Symposium on Transient Convection Heat and Mass Transfer in Single and Two-Phases Flows. Izmir, Turkey.

APÊNDICE A – ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Este apêndice apresenta o procedimento adotado para estimar as incertezas associadas às medições de temperatura e fluxo de calor no compressor, além das incertezas dos parâmetros de operação do compressor obtidos na bancada de ciclo quente.

A incerteza de medição de um parâmetro qualquer é a combinação da incerteza devido à precisão do instrumento de medição, fornecido pelo fabricante, com a incerteza dos erros aleatórios do procedimento experimental. A união destas duas incertezas forma a incerteza padrão combinada u

$$u = \sqrt{(u_I)^2 + (u_M)^2} \quad (\text{A.1})$$

Assim, u_I representa a incerteza do equipamento de medição e u_M representa a incerteza proveniente das medições. O cálculo de u_M é feito da seguinte forma:

$$u_M = \frac{SP}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.2})$$

Onde SP representa o desvio padrão das medições e n representa o número de amostras do teste. O cálculo do desvio padrão é obtido pela seguinte equação.

$$SP = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n (R_i - \bar{R})^2}{n - 1}} \quad (\text{A.3})$$

Onde R_i representa o valor de cada resultado i e \bar{R} representa a média dos n resultados. Desta forma, para o cálculo da incerteza expandida é necessário à utilização do coeficiente t de Student. Para este trabalho, utilizou-se um grau de confiança de 95%.

$$U_{95\%} = (u_M)(t) \quad (\text{A.4})$$

Contudo, quando se necessita expandir uma incerteza de medição a partir de combinações de outras incertezas, é necessário calcular o número

de graus de liberdade efetivos pela equação de Welch-Satterthwaite (Albertazzi e Souza, 2008).

$$\zeta_{ef} = \frac{u^4}{\frac{u_M^4}{\zeta_M} + \frac{u_I^4}{\zeta_I}} \quad (\text{A.5})$$

Onde ζ_{ef} representa o número de graus de liberdade efetivo, ζ_M representa o número de graus de liberdade das medições e ζ_I representa o número de graus de liberdade da incerteza do equipamento. Onde o número de graus de liberdade associados às medições são obtidos por:

$$\zeta_M = n - 1 \quad (\text{A.6})$$

A grande maioria dos fabricantes de equipamentos fornece a incerteza expandida para seus equipamentos com um grau de confiança de 95% e infinitos graus de liberdade.

O coeficiente local de transferência de calor h é obtido por grandezas medidas indiretamente, ou seja, parâmetros medidos durante os testes. O coeficiente é função do fluxo de calor e das temperaturas de superfície e gás ambiente do sensor. Desta forma, a incerteza é obtida por:

$$u_M(h) = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q''} u(q'')\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_s} u(T_s)\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_\infty} u(T_\infty)\right)^2} \quad (\text{A.7})$$

Após o cálculo da incerteza combinada é necessário calcular a incerteza expandida, contudo é preciso obter os graus de liberdade com a equação Welch-Satterthwaite, porém de forma adimensional visto que as grandezas possuem diferentes unidades.

$$\zeta_{ef} = \frac{\left(\frac{u_M(h)}{h}\right)^4}{\frac{\left(\frac{u(q'')}{q''}\right)^4}{\zeta_{q''}} + \frac{\left(\frac{u(T_s)}{T_s}\right)^4}{\zeta_{T_s}} + \frac{\left(\frac{u(T_\infty)}{T_\infty}\right)^4}{\zeta_{T_\infty}}} \quad (\text{A.8})$$

APÊNDICE B – CORRELAÇÕES DE CILINDRO NÃO CIRCULAR E PLACA PLANA.

Outra opção para a avaliação da transferência calor no filtro de sucção é a correlação de um cilindro não circular em escoamento transversal. Neste caso, interpreta-se a câmara de sucção de duas formas: a) seção quadrada; b) seção hexagonal, conforme Figura B.1(a) e (b).

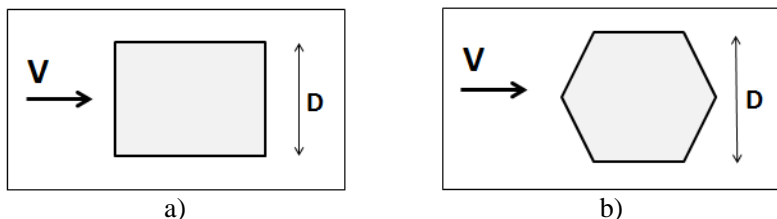


Figura B.1 – Esquema da dimensão característica do cilindro não circular em escoamento transversal. (a) quadrado, (b) hexágono.

Para as geometrias indicadas, adotam-se as correlações de Hilpert (Incropera e DeWitt, 2003), representadas pelas Equações (B.1) e (B.2), com as propriedades sendo avaliadas na temperatura de filme.

$$\overline{Nu}_{quadrado} = 0,102(Re_{quadrado}^{0,675})Pr^{1/3} \quad (B.1)$$

$$[5000 < Re_{quadrado} < 100000]$$

$$\overline{Nu}_{hexagono} = 0,153(Re_{hexagono}^{0,638})Pr^{1/3} \quad (B.2)$$

$$[5000 < Re_{hexagono} < 100000]$$

Os números de Nusselt parametrizado obtidos dessas correlações e dados experimentais são apresentados na Figura B.2. Observa-se que os resultados das correlações de quadrado e hexágono apresentam boa concordância. À medida que se aumenta a velocidade do compressor as diferenças se tornam maiores. A Tabela B.1 apresentam os desvios percentuais da correlação de quadrado e hexágono, respectivamente, em relação aos dados experimentais. De certa forma, a correlação para seção quadrada apresenta resultados em melhor concordância, principalmente em baixas velocidades, com desvios de até 21% na média.

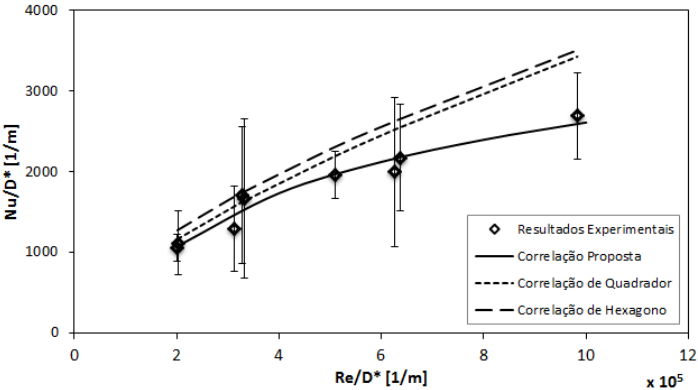


Figura B.2 – Número de Nusselt e de Reynolds parametrizados dos dados experimentais, da correlação de quadrado e da correlação de hexágono no filtro de sucção.

Tabela B.1 – Diferença percentual entre as correlações e os valores médios experimentais.

Re/D*(x10 ⁵) [1/m]	Correlação proposta	Correlação de Quadrado	Correlação Hexágono
2,01	-2%	-9%	-17%
3,11	-13%	-17%	-17%
3,32	10%	4%	-3%
5,10	0%	-11%	-15%
6,26	-8%	-21%	-24%
9,82	4%	-21%	-23%

A correlação de placa plana em escoamento transversal é uma alternativa para avaliar a transferência de calor no filtro de sucção (Incropera e DeWitt, 2003), com a dimensão característica sendo a máxima dimensão longitudinal do filtro.

Mesmo sabendo que a geometria externa do filtro é muito irregular, optou-se por considerar o regime laminar de escoamento. Na literatura, a correlação de placa plana em escoamento laminar é apresentada sob duas formas: a) placa com temperatura prescrita; b) placa com fluxo de calor prescrito. As duas correlações são avaliadas neste trabalho, porém as

análises anteriores sugerem que o problema pode ser interpretado como placa com fluxo de calor prescrito.

As correlações de temperatura prescrita e de fluxo de calor prescrito são dadas pelas Equações (B.3) e (B.4), como todas as propriedades sendo calculadas na temperatura de filme.

$$Nu_{Placa,Temperatura} = 0,664 \left(Re_L^{1/2} \right) Pr^{1/3} \quad (B.3)$$

$$[Pr \geq 0,6]$$

$$Nu_{Placa,Fluxo} = 0,453 \left(Re_L^{1/2} \right) Pr^{1/3} \quad (B.4)$$

$$[Pr \geq 0,6]$$

A comparação dos resultados das correlações com os dados experimentais do número de Nusselt parametrizado é apresentada na Tabela B.2. Analisando os resultados, percebe-se uma grande diferença entre os resultados experimentais e das correlações, sugerindo que o filtro de sucção não se comporta como uma placa plana com desvios percentuais bastante elevados.

Tabela B.2 – Diferença percentual entre as correlações e os valores médios experimentais.

Re/D*(x10⁵) [1/m]	Correlação proposta	Correlação de Placa (temp.)	Correlação de Placa (fluxo)
2,01	-2%	-66%	49%
3,11	-13%	-66%	50%
3,32	10%	-57%	38%
5,10	0%	-60%	41%
6,26	-8%	-63%	46%
9,82	4%	-60%	42%